

**МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ХАРКІВСЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ УНІВЕРСИТЕТ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА імені О. М. БЕКЕТОВА**

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДЛЯ САМОСТІЙНОГО ВИВЧЕННЯ
курсу**

«ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»

(для студентів 2 курсу денної, 3 курсу заочної форм навчання за напрямом підготовки 6.050701 «Електротехніка та електротехнології» та слухачів другої вищої освіти зі спеціальності «Електротехнічні системи електроспоживання»)

**Харків
ХНУМГ ім. О.М. Бекетова
2015**

Методичні вказівки для самостійного вивчення курсу «Енергетичні установки» (для студентів 2 курсу денної, 3 курсу заочної форм навчання за напрямом підготовки 6.050701 «Електротехніка та електротехнології» та слухачів другої вищої освіти зі спеціальності «Електротехнічні системи електроспоживання») / Харків. нац. ун-т міськ. госп-ва ім. О. М. Бекетова; уклад. : В. А. Малярєнко, Л. В. Лисак, І. О. Темнохуд. – Харків : ХНУМГ ім. О. М. Бекетова, 2015. – 63 с.

Укладачі: д.т.н, проф. В. А. Малярєнко
к.н.т. Л. В. Лисак
асист., асп. І. О. Темнохуд

Рецензент: к.т.н., доц. А. В. Хітров

*Рекомендовано кафедрою «Електропостачання міст»,
протокол № 1 від 31.08.2013 р*

Вступ

На даний час Україна володіє достатніми енергетичними потужностями, але велику їх частку складає застаріле, технічно зношене обладнання та устаткування. Тому проблема енергозабезпечення країни вже переросла в проблему національної безпеки, від вирішення якої залежить можливість подолання багатьох внутрішніх і зовнішніх кризових процесів. Важливим є всебічне осмислення проблем енергозабезпечення, технологічного та економічного обґрунтування заходів подальшого розвитку енергетики, в цілому, та її складових.

В курсі «Енергетичні установки» розглядаються основні положення енергетики, термодинамічні основи теплоенергетичних установок, процеси теплообміну та руху робочого тіла. Викладено питання паливно-енергетичних ресурсів, палива та його згорання, основи традиційних та альтернативних енергоустановок і технологій виробництва електричної та теплової енергії. Розглянуто головні аспекти їх функціонування, взаємодії з довкіллям, ролі в житті і техніці, перспективи подальшого розвитку.

Мета цих методичних вказівок – закріплення знань з загального курсу «Енергетичні установки», придбання досвіду у виборі джерел енергопостачання, розрахунку навантаження і споживання енергії, визначенні основних параметрів енергоносія, проведенні конструктивних та експлуатаційних розрахунків; оцінці питомої вартості енергії; ознайомленні з нормами і стандартами проектування та експлуатації енергетичних установок [1-9].

ТЕМА № 1

Визначення і розрахунок основних параметрів і функцій стану термодинамічної системи

Термодинаміка – наука, що вивчає енергію та закони її перетворення з одних видів в інші. Розділяється на загальну, хімічну й технічну. Загальна (фізична) термодинаміка дає поняття про загальні теоретичні основи й закономірності перетворення енергії. Хімічна термодинаміка вивчає теплові ефекти хімічних реакцій і процесів.

Технічна термодинаміка, основа інженерної теплотехніки, – розділ термодинаміки, що займається застосуванням законів термодинаміки в теплотехніці. Головне її завдання – обґрунтування теорії теплових двигунів, енергетичних установок та теплотехнічного обладнання.

Тепловий рух – безладний (хаотичний) рух мікрочастинок (молекул, атомів та ін.), з яких складаються всі тіла.

Передача енергії в результаті обміну хаотичним, ненаправленим рухом мікрочастинок називається **теплообміном**, а кількість переданої при цьому енергії – кількістю теплоти, теплотою процесу або просто **теплотою**.

Термодинамічною системою називається сукупність макроскопічних тіл, що обмінюються енергією між собою і навколишнім середовищем (всіма іншими тілами, які не ввійшли в термодинамічну систему). Вона має межі, що відокремлюють її від навколишнього середовища, і може бути як реальною (газ у резервуарі, межа розділу фаз), так і чисто умовною у вигляді контрольної поверхні.

Стан термодинамічної системи, при якому значення параметрів у всіх її частинах лишаються незмінними в часі (через зовнішній вплив потоку речовини, енергії, імпульсу і т.д.), називається стаціонарним. Якщо значення параметрів змінюються в часі, то стан термодинамічної системи називається нестаціонарним.

Параметри стану – фізичні величини, що однозначно характеризують стан термодинамічної системи і не залежні від її передісторії.

Основні термодинамічні параметри стану системи, що характеризують макроскопічний стан тіл: тиск, температура і питомий об'єм (P , T , ϑ).

Тиск – фізична величина, чисельно рівна нормальній складовій сили, що діє на одиницю площі поверхні тіла. Тиск може вимірюватися висотою стовпа рідини (у мм ртутного, водяного та ін.), що врівноважує тиск розглянутого середовища. При цьому $P = h \cdot \rho \cdot g$ або $h = \frac{P}{\rho \cdot g}$, де ρ – густина рідини, g – прискорення вільного падіння.

Молекулярно-кінетична теорія газів встановлює пряму пропорційність між середньою кінетичною енергією поступального руху молекул і абсолютною температурою:

$$\frac{2}{3} m \frac{w^2}{2} = k \cdot T, \quad (1.1)$$

де m – маса молекули, кг; T – абсолютна температура, k – постійна Больцмана, рівна $1,3806 \cdot 10^{-23}$ Дж/К.

Отже, абсолютна температура є мірою середньої кінетичної енергії поступального руху молекули і відноситься до всієї сукупності молекул, що рухаються з різними швидкостями.

Рівняння

$$P = n \cdot k \cdot T, \quad (1.2)$$

називають основним рівнянням кінетичної теорії газів. З рівняння (1.2) виходить: тиск P тим більше, чим вище абсолютна температура T і чим більше молекул в одиниці об'єму; тиск має не тільки механічний, але і статистичний зміст, тому що він зв'язаний з температурою.

Температура. Абсолютна температура робочого тіла – міра інтенсивності теплового руху молекул (завжди позитивна, її нульове значення відповідає стану повного спокою молекул, точці початку відліку температури (нулю) термодинамічної шкали Кельвіна). У техніці прийнята шкала Цельсія (нуль якої $t = 0^\circ\text{C}$ відповідає температурі танення льоду при нормальному тиску, тобто при $T = 273,15$ К) [1-9].

Числове значення термодинамічної абсолютної температури можна визначити у вигляді:

$$T = \frac{2}{3 \cdot k} m \frac{w^2}{2}, \quad (1.3)$$

Питомий об'єм робочого тіла (речовини) – це об'єм, який займає одиниця маси даної речовини, $\text{м}^3/\text{кг}$

$$\vartheta = \frac{V}{M}, \quad (1.4)$$

де V – об'єм тіла, M – його маса.

Величина, зворотна питомому об'єму, що визначає кількість речовини в одиниці об'єму, – густина робочого тіла – $\rho = 1/\vartheta = M/V$, $\text{кг}/\text{м}^3$, $M = \rho \cdot V$ і $\vartheta \cdot \rho = 1$.

Термодинамічний процес – послідовна зміна стану тіла, що відбувається в результаті енергетичної взаємодії робочого тіла з навколишнім середовищем, яка характеризується обов'язковою зміною хоча б одного параметра стану. Розрізняють рівноважний процес, якщо в системі в кожен момент часу встигає установитися рівноважний стан (тобто процес, який протікає вкрай повільно), і процес нерівноважний, якщо він протікає з кінцевою швидкістю і викликає появу кінцевих різниць тисків, температур, густини і т.д [1-9].

Контрольні запитання

1. Технічна термодинаміка: основні поняття й визначення.
2. Термодинамічна система.
3. Параметри і функції стану.
4. Співвідношення між одиницями тиску.
5. Термодинамічний процес.

ТЕМА № 2

Ознайомлення з базовими термодинамічними процесами. Приклади їх розрахунку і відображення в робочій (PV) і тепловій (TS) діаграмах

У технічній термодинаміці в якості робочого тіла розглядається ідеальний газ - теоретична модель реального газу, в якій не враховується взаємодія часток газу, молекул, що являють собою безоб'ємні матеріальні точки; силами міжмолекулярного зчеплення зневажають. Це дає підставу кожен дійсно існуючий у природі газ, в якому можна знехтувати силами зчеплення та об'ємом молекул (через малу їх величину), називати ідеальним газом.

Основні закони ідеальних газів, установлені дослідним шляхом, мають наступний вигляд:

закон Бойля-Маріотта: при $T = \text{const}$ $P \cdot \mathcal{V} = \text{const}$, або

$$P_1 \cdot \mathcal{V}_1 = P_2 \cdot \mathcal{V}_2; \quad (2.1)$$

закон Гей-Люссака: при $P = \text{const}$ $\mathcal{V}/T = \text{const}$, або

$$\frac{\mathcal{V}_1}{\mathcal{V}_2} = \frac{T_1}{T_2}; \quad (2.2)$$

При цьому всі гази при нагріванні на 1 С збільшують відносний об'єм на ту саму величину, що дорівнює

$$\beta_0 = 1/273,16 \quad (2.3)$$

Рівняння Клапейрона або термічне рівняння стану ідеальних газів

$$\frac{P \cdot \mathcal{V}}{T} = \text{const} = R \quad (2.4)$$

R , кДж/(кг К) - питома газова постійна кожного газу, фізичний зміст якої полягає в тому, що вона являє собою роботу, виконану 1 кг газу в ході процесу при постійному тиску і зміні температури на 1 градус.

Знаючи параметри стану газу, легко визначити питому газову постійну. Так, при нормальних фізичних умовах ($P_0 = 101325$ Па, $T_0 = 273,15$ К),

$$R = \frac{P_0 \cdot \mathcal{V}_0}{T_0} = \frac{101325 \cdot \mathcal{V}_0}{273,15} = 371 \cdot \mathcal{V}_0 \quad (2.5)$$

або

$$R = \frac{371}{\rho_0}, \quad (2.6)$$

де \mathcal{V}_0 і ρ_0 - відповідно питомий об'єм і густина газу при нормальних фізичних умовах.

Рівняння Клапейрона-Менделєєва:

$$P \cdot \mathcal{V}_\mu = R_\mu \cdot T, \quad (2.7)$$

де μ - молекулярна маса газу, $\mathcal{V}_\mu = \mathcal{V} \cdot \mu$ - молярний об'єм робочого тіла, м³/моль.

При нормальних фізичних умовах ($t = 0$ °С і $P = 760$ мм рт. ст.) об'єм одного кіломоля для всіх ідеальних газів відповідає $\mathcal{V}_\mu = 22,4$ м³/кмоль;

$R_\mu = R \cdot \mu$ – універсальна газова постійна, $R_\mu = 8314,2$ Дж/(кмоль К). Отже газова постійна конкретного робочого тіла Дж/(кг К)

$$R = \frac{R_\mu}{\mu} = \frac{8314,2}{\mu}. \quad (2.8)$$

Таблиця 2.1. Фізичні постійні деяких газів

Газ	Хімічна формула	Маса 1 моль, кг/моль	Газова постійна Дж/кг•К	Густина газу при норм. фіз. ум. кг/м³
Кисень	O ₂	32	259,8	1,429
Водень	H ₂	2,016	4124,3	0,09
Азот	N ₂	28,02	296,8	1,25
Окис вуглецю	CO	28	296,8	1,25
Повітря	-	28,96	287,04	1,293
Водяна пара	H ₂ O	18,016	461,6	0,804
Гелій	He	4,003	207,72	0,178
Аргон	Ar	39,944	208,2	1,78
Аміак	NH ₃	17,031	488,2	0,771

На основі характеристичного рівняння можна одержати вираз для визначення будь-якого параметра при переході від одного стану до іншого, якщо значення інших параметрів відомі:

$$\left. \begin{aligned} \frac{P_1 \cdot g_1}{T_1} &= \frac{P_2 \cdot g_2}{T_2}; & \frac{P_1 \cdot V_1}{T_1} &= \frac{P_2 \cdot V_2}{T_2}; \\ \frac{P \cdot V}{T} &= \frac{P_H \cdot V_H}{T_H}; & \frac{P_1}{\rho_1 \cdot T_1} &= \frac{P_2}{\rho_2 \cdot T_2} \end{aligned} \right\}. \quad (2.9)$$

Перехід термодинамічної системи з одного стану в інше, пов'язаний зі зміною параметрів стану, називається термодинамічним процесом.

Ізохорний процес: $V = \text{const}$ ($dV = 0$), $P = \text{var}$, $T = \text{var}$.

З характеристичного рівняння при $V = \text{const}$ випливає

$$\frac{R}{V} = \frac{P}{T} = \text{const} \quad \text{або} \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{T_2}{T_1} \quad (2.11)$$

Ізобарний процес: $P = \text{const}$ ($dP = 0$), $V = \text{var}$, $T = \text{var}$.

З характеристичного рівняння при $P = \text{const}$ випливає

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} = \text{const}, \quad (2.12)$$

тобто об'єм газу змінюється пропорційно термодинамічній температурі.

Ізотермічний процес: $T = \text{const}$ ($dT = 0$), $P = \text{var}$, $V = \text{var}$, можливий при наявності досить потужного джерела тепла. З рівняння стану випливає, що при

$$T = \text{const} \quad P \cdot V = \text{const}, \quad \frac{P_2}{P_1} = \frac{V_1}{V_2} = \text{const}.$$

Адіабатний процес: $dq = 0$, $P = \text{var}$, $V = \text{var}$, $T = \text{var}$ протікає

без відведення (підведення) тепла.

Для ізоентропійного процесу

$$P V^k = const \quad (2.13)$$

де $k = \frac{c_p}{c_v} > 1$ – показник адіабати (ізоентропи).

Політропний процес - зміна стану ідеального газу при будь-якому, але постійному протягом усього процесу, значенні теплоємності. Тобто в ньому розподіл тепла між значеннями, що характеризують зміну внутрішньої енергії і роботу газу, залишається незмінним:

$$\frac{dU}{dq} = \frac{c_v dT}{c dT} = const,$$

де c – постійна для даного процесу теплоємність.

Рівняння політропного процесу має загальний вигляд:

$$P V^n = const \quad (2.14)$$

при довільному, постійному для даного процесу, значенні n . де n - показник політропи. Оскільки $\frac{c_p}{c_v} = k$, то

$$c = c_v \frac{n - k}{n - 1}. \quad (2.15)$$

В часних випадках для окремих процесів маємо:

– для ізохорного: $n = \infty$; $c = c_v \cdot \frac{1 - \frac{k}{n}}{1 - \frac{1}{n}} = c_v$;

– для ізобарного: $n = 0$; $c = k \cdot c_v = c_p$;

– для ізотермічного: $n = 1$; $c = \infty$;

– для адіабатного: $n = k$; $c = 0$.

Приклад 2.1. Маса газу в балоні становить 20 кг, об'єм його 0,25 м³. Визначити густину і питомий об'єм газу.

Розв'язання

$$\rho = \frac{M}{V} = \frac{20}{0,25} = 80 \text{ кг/м}^3;$$

$$\nu = \frac{1}{\rho} = \frac{1}{80} = 0,0125 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Приклад 2.2. Балон з киснем ємністю 20 л знаходиться під тиском 10 МПа при 15 °С. Після витрати частини кисню тиск знизився до 7.6 МПа, а температура впала до 10 °С. Визначити масу витраченого кисню.

Розв'язання

З характеристичного рівняння

$$M = \frac{PV}{RT}$$

Відповідно, до витрати кисню його маса становила

$$M_1 = \frac{10 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{259,8 \cdot 288} = 2,673 \text{ кг},$$

а після витрати

$$M_2 = \frac{7,6 \cdot 10^6 \cdot 0,02}{259,8 \cdot 283} = 2,067 \text{ кг},$$

Таким чином, витрата кисню

$$2,673 - 2,067 = 0,606 \text{ кг}.$$

Приклад 2.3. Знайти масу 5 м³ водню, 5 м³ кисню, 5 м³ вуглекисню при тиску 0,6 МПа й температурі 100 °С.

Розв'язання

Скористуємося характеристичним рівнянням для довільної кількості газу

$$PV = MRT$$

Відповідно,

$$M = \frac{pV}{RT} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 5}{R \cdot 373}$$

Значення газових постійних берем из табл 2.1:

$R_{H_2} = 4124 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; $R_{O_2} = 259,8 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$;

$R_{CO_2} = 188,9 \text{ Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$.

Тоді

$$M_{H_2} = \frac{0,6 \cdot 10^6 \cdot 5}{4124 \cdot 373} = 1,95 \text{ кг};$$

$$M_{O_2} = 30,9 \text{ кг};$$

$$M_{CO_2} = 42,6 \text{ кг};$$

Приклад 2.4. Посудина ємністю $V = 10 \text{ м}^3$ заповнена 25 кг CO_2 . Визначити абсолютний тиск в посудині, якщо $t = 27^\circ\text{C}$.

Розв'язання

Із характеристичного рівняння

$$P = \frac{MRT}{V} = \frac{25 \cdot 8314 \cdot 300}{10} = 6235650 \text{ Па}$$

Приклад 2.5. Десять нормальних кубічних метрів повітря, що знаходиться в початковому стані при нормальних умовах, стискаються до кінцевої температури 400 °С. Стиснення проводиться: 1) ізохорно; 2) ізобарно; 3) адіабатно; 4) політропно з показником політропи $n=2,2$.

Вважаючи значення ентропії при нормальних умовах рівним нулю і приймаючи теплоємність повітря постійною, знайти ентропію повітря наприкінці кожного процесу.

Розв'язання

Маса 10 м^3 повітря при нормальних умовах дорівнює

$$M = \frac{P V}{R T} = \frac{1,013 \cdot 10^5 \cdot 10}{287 \cdot 273} = 12,9 \text{ кг.}$$

Визначаємо зміну ентропії в кожному із змінних процесів:

1) ізохорне стиснення:

$$\Delta S_1 = S_1 = M c_v \ln \frac{T}{273} = 12,9 \cdot 0,723 \cdot 2,303 \lg \frac{673}{273} = 8,42 \text{ кДж/град;}$$

2) ізобарне стиснення:

$$\Delta S_2 = S_2 = M c_p \ln \frac{T}{273} = 12,9 \cdot 1,0117 \cdot 2,303 \lg \frac{673}{273} = 11,78 \text{ кДж/град;}$$

3) адіабатне стиснення:

$$\Delta S_3 = S_3 = 0;$$

4) політропне стиснення:

$$\Delta S_4 = S_4 = M c_v \frac{m-k}{m-1} = 12,9 \cdot 0,723 \frac{2,2-1,4}{2,2-1} 2,303 \lg \frac{673}{273} = 5,56 \text{ кДж/град.}$$

Приклад 2.6. Суміш, що складається з двох газів, задана масовими долями (m_1 , m_2) при початковому тиску P_1 і температурі T_1 стискається в компресорі по ізотермі, адіабаті і політропі з показником n . Визначити для трьох варіантів величину теоретичної роботи стиснення, потужність приводу компресора, а також зміну внутрішньої енергії й ентропії при стисненні, якщо ступінь стиснення $\varepsilon = V_1/V_2$, а витрата повітря G [1-8].

Вихідні дані:

$$m_1 = 0,4 \text{ (N}_2\text{)}$$

$$m_2 = 0,6 \text{ (H}_2\text{)}$$

$$n = 1,12$$

$$\varepsilon = V_1/V_2 = 5,8$$

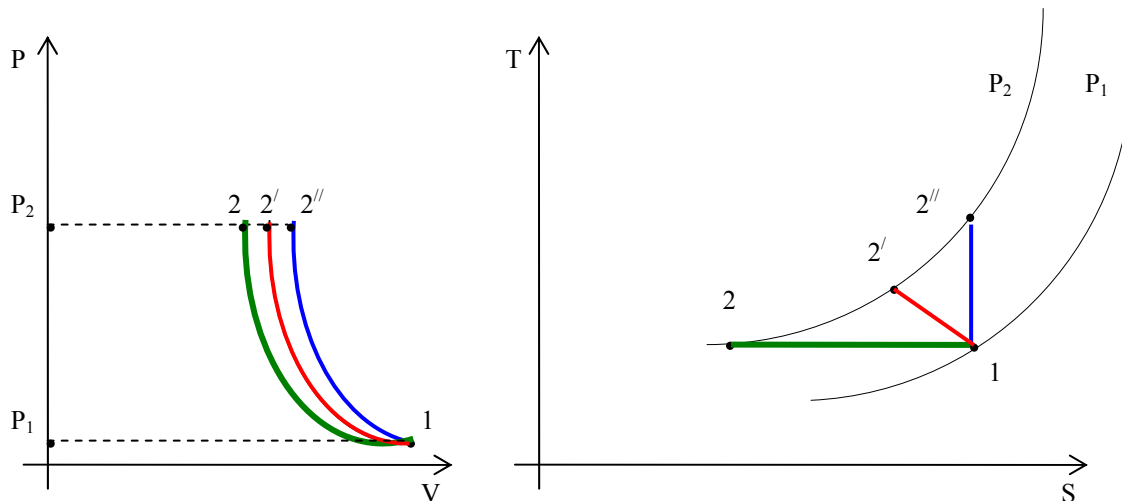
$$P_1 = 0,5 \text{ МПа} = 0,5 \cdot 10^6 \text{ Па}$$

$$T_1 = t_1 + 273 = 27 + 273 = 300 \text{ К}$$

$$G = 40 \text{ кг/хвил} = 0,667 \text{ кг/с}$$

Визначити: l , N , Δu , Δs

Рішення:



1-2 - ізотермічний процес
 1-2' - політропний процес
 1-2'' - адіабатний процес

Газова постійна 1^{го} компонента (N₂):

$$R_1 = \frac{R_\mu}{\mu_1} = \frac{8314}{28} = 297 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

де $R_\mu = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{K}}$ - універсальна газова постійна

$\mu_1 = 28 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ - молярна маса 1^{го} компонента (N₂)

Ізохорна теплоємність 1^{го} компонента (N₂):

$$C_{v1} = \frac{i_1}{2} \cdot R_1 = \frac{5}{2} \cdot 297 = 740 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

де $i_1 = 5$ - число ступенів свободи 1^{го} компонента (N₂)

Ізобарна теплоємність 1^{го} компонента (N₂):

$$C_{p1} = \frac{i_1 + 2}{2} \cdot R_1 = \frac{5 + 2}{2} \cdot 297 = 1040 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

де $i_1 = 5$ - число ступенів свободи 1^{го} компонента (N₂)

Газова постійна 2^{го} компонента (H₂):

$$R_2 = \frac{R_\mu}{\mu_2} = \frac{8314}{2} = 4157 \frac{\text{Дж}}{\text{моль} \cdot \text{K}}$$

де $R_\mu = 8314 \frac{\text{Дж}}{\text{кмоль} \cdot \text{K}}$ - універсальна газова постійна

$\mu_2 = 2 \frac{\text{кг}}{\text{кмоль}}$ - молярна маса 2^{го} компонента (H₂)

Ізохорна теплоємність 2^{го} компонента (H₂):

$$C_{v2} = \frac{i_2}{2} \cdot R_2 = \frac{5}{2} \cdot 4157 = 10390 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$$

де $i_2 = 5$ - число ступенів свободи $2^{го}$ компонента (H_2)

Ізобарна теплоємність $2^{го}$ компонента (H_2):

$$C_{p1} = \frac{i_1 + 2}{2} \cdot R_1 = \frac{5 + 2}{2} \cdot 4157 = 14550 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

де $i_1 = 5$ - число ступенів свободи $2^{го}$ компонента (H_2)

Газова постійна суміші:

$$R = m_1 \cdot R_1 + m_2 \cdot R_2 = 0,4 \cdot 297 + 0,6 \cdot 4157 = 2613 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

ізохорна теплоємність суміші:

$$C_v = m_1 \cdot C_{v1} + m_2 \cdot C_{v2} = 0,4 \cdot 740 + 0,6 \cdot 10390 = 6530 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Ізобарна теплоємність суміші:

$$C_p = m_1 \cdot C_{p1} + m_2 \cdot C_{p2} = 0,4 \cdot 1040 + 0,6 \cdot 14550 = 9146 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

1) Ізотермічне стискання

Теоретична робота стискання ($T = \text{const}$):

$$l_{i3} = R \cdot T_l \cdot \ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \cdot 10^{-3} = 2613 \cdot 300 \cdot \ln \frac{1}{5,8} \cdot 10^{-3} = -1378,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Робота на привід компресора:

$$l_{i3}^{\kappa} = |l_{i3}| = 1378,0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потужність компресора при ізотермічному стисканні:

$$N_{i3} = G \cdot l_{i3}^{\kappa} = 0,667 \cdot 178,0 = 919,1 \text{ кВт}$$

Зміна внутрішньої енергії при ізотермічному стисканні:

$$\Delta u_{i3} = C_v \cdot \Delta T = 6530 \cdot 0 = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Зміна ентропії при ізотермічному стисканні

$$\Delta s_{i3} = R \cdot \ln\left(\frac{1}{\varepsilon}\right) \cdot 10^{-3} = 2613 \cdot \ln \frac{1}{5,8} \cdot 10^{-3} = -4,593 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

2) Адіабатне стискання (показник адіабати $k = 1,4$)

Теоретична робота стискання ($s = \text{const}$):

$$l_{a0} = \frac{RT_l}{k-1} \cdot (1 - \varepsilon^{k-1}) \cdot 10^{-3} = \frac{2613 \cdot 300}{1,4-1} \cdot (1 - 5,8^{1,4-1}) \cdot 10^{-3} = -1999,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Робота на привід компресора:

$$l_{a0}^{\kappa} = k \cdot |l_{a0}| = 1,4 \cdot |-1999,1| = 2798,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потужність компресора при адіабатному стисканні:

$$N_{a0} = G \cdot l_{a0}^{\kappa} = 0,667 \cdot 2798,8 = 1866,8 \text{ кВт}$$

Зміна внутрішньої енергії при адіабатнім стисканні:

$$\Delta u_{ad} = -l_{ad}^{\kappa} = -2798,8 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Зміна ентропії при адіабатному стисканні:

$$\Delta s_{ad} = 0 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

3) Політропне стискання (показник політропи $n = 1,18$)

Теоретична робота стискання:

$$l_{пол} = \frac{RT_1}{n-1} \cdot (1 - \varepsilon^{n-1}) \cdot 10^{-3} = \frac{2613 \cdot 300}{1,12-1} \cdot (1 - 5,8^{1,12-1}) \cdot 10^{-3} = -1534,1 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Робота на привод компресора:

$$l_{пол}^{\kappa} = n \cdot |l_{пол}| = 1,12 \cdot |-1534,1| = 1718,2 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$$

Потужність компресора при політропнім стисканні:

$$N_{пол} = G \cdot l_{пол}^{\kappa} = 0,667 \cdot 1718,2 = 1146,0 \text{ кВт}$$

Зміна внутрішньої енергії при політропнім стисканні:

$$\begin{aligned} \Delta u_{пол} &= \frac{T_1 \cdot (C_v \cdot (n-k) + R) \cdot (\varepsilon^{n-1} - 1)}{n-1} \cdot 10^{-3} \\ &= \frac{300 \cdot (6530 \cdot (1,12 - 1,4) + 2613) \cdot (5,8^{1,12-1} - 1)}{1,12 - 1} \cdot 10^{-3} = 460,6 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}} \end{aligned}$$

Зміна ентропії при політропнім стисканні

$$\Delta s_{пол} = C_v \cdot (n-k) \cdot \ln \varepsilon \cdot 10^{-3} = 6530 \cdot (1,12 - 1,4) \cdot \ln 5,8 \cdot 10^{-3} = -3,214 \frac{\text{кДж}}{\text{кг} \cdot \text{К}}$$

Контрольні запитання

1. Ідеальний газ. Рівняння стану ідеального газу.
2. Закон Бойля-Маріотта та Гей-Люссака.
4. Рівняння Клапейрона-Менделєєва.
5. Який об'єм займає 1 кг азоту при температурі 70 °С й тиску 0,2 МПа?
6. Термодинамічні процеси.

ТЕМА № 3

Ознайомлення з теплофізичними характеристиками робочого тіла теплоенергетичних установок. Приклади розрахунку теплоємності як базової теплофізичної характеристики

Теплоємністю тіла називається кількість теплоти, яка необхідна для його нагрівання (або охолодження) на один градус. Оскільки одиницею кількості теплоти в СІ є джоуль, а температури – градус К, то одиницею теплоємності буде Дж/ К.

Теплоємність одиниці кількості речовини тобто відношення теплоти dq , отриманої одиницею кількості речовини при нескінченно малій зміні його стану, до елементарної зміни температури dt називають питомою теплоємністю тіла в даному процесі:

$$c_x = \frac{dq}{dt}. \quad (3.1)$$

Значення c_x залежить не тільки від інтервалу температур але й від виду процесу підведення теплоти, що характеризується деяким постійним параметром X , яким можуть бути питомий об'єм тіла \mathcal{V} , тиск P та ін.

Загальна кількість теплоти, отримана в процесі, визначається наступним виразом:

$$q_{1-2} = \int_{t_1}^{t_2} c_x dt, \quad (3.2)$$

де інтеграл береться від початкового стану 1 до заданого кінцевого стану 2.

Теплоємність речовини залежить від її температури. За цією ознакою розрізняють середню і дійсну теплоємності.

Якщо q_{1-2} – кількість тепла, підведена (відведена) до одиниці кількості речовини в процесі нагрівання (охолодження) від температури t_1 до температури t_2 , то

$$c_m = \frac{q_{1-2}}{t_2 - t_1} \quad (3.3)$$

являє собою середню теплоємність у межах $t_1 \dots t_2$.

Границю цього відношення, коли різниця температур прямує до нуля, називають дійсною теплоємністю, тобто

$$c = \frac{dq}{dt} \quad (3.4)$$

Теплоємність ідеальних газів залежить від їхньої температури, атомності та характеру процесу.

У термодинаміці розрізняють масову, об'ємну й мольну теплоємності. Теплоємність, віднесена до одиниці маси робочого тіла, називають масовою і позначають: при постійному об'ємі c_v та c_{vm} і постійному тиску c_p та c_{pm} .

Одиницею виміру масової теплоємності є Дж/(кг·К). Масову теплоємність називають також питомою теплоємністю [1-9].

Теплоємність, віднесена до одиниці об'єму робочого тіла, називають об'ємною і позначають: при постійному об'ємі c'_V та c'_{Vm} і постійному тиску c'_P та c'_{Pm} . Одиниця виміру – Дж/(м³·К).

Теплоємність, віднесена до 1 кмоль газу, називають мольною і позначають при постійному об'ємі μc_V й μc_{Vm} і постійному тиску μc_P та μc_{Pm} . Мольну теплоємність вимірюють у Дж/(моль К).

Масова і мольна теплоємність пов'язані наступним співвідношенням

$$c = \frac{\mu \cdot c}{\mu} = \frac{c_\mu}{\mu}, \quad (3.5)$$

де μ – молекулярна маса.

Об'ємна теплоємність виражається через мольну як

$$c' = \frac{\mu \cdot c}{\vartheta_\mu} = \frac{c_\mu}{22,4}, \quad (3.6)$$

де $\vartheta_\mu = 22,4$ м³/кмоль – молярний об'єм газу при нормальних фізичних умовах.

Зв'язок між об'ємною і масовою теплоємністю виражається співвідношенням

$$c' = c \cdot \rho_H,$$

де $\rho_H = \mu / 22,4$ – густина газу при нормальних фізичних умовах.

Теплоємність реальних газів залежить від їхніх природних властивостей, характеру процесу, температури та тиску.

Зміні стану при постійному об'ємі або тиску відповідають різні значення теплоємностей, які називаються відповідно ізохорною та ізобарною, і позначаються c_V та c_P .

Між ізобарною c_P та ізохорною c_V теплоємностями існує залежність, що визначається рівнянням Майера:

$$c_P - c_V = R. \quad (3.7)$$

Якщо обидві частини цього рівняння помножити на молекулярну масу, то вона набуде вигляду

$$c_{\mu P} - c_{\mu V} = R_\mu, \quad (3.8)$$

де R_μ – універсальна газова постійна, рівна 8,314 кДж/(кмоль К).

Таблиця 3.1 – Приблизні значення мольних теплоємностей при постійному об'ємі й при постійному тиску. ($C=const$)

Гази	Теплоємність в кДж/(кмоль·К)	
	μc_v	μc_p
Одноатомні	12,56	20,93
Двохатомні	20,93	29,31
Трех -и багатоатомні	29,31	37,68

Отже для ідеального газу різниця питомих теплоємностей c_p і c_v постійна і рівна питомій газовій постійній, а різниця молярних теплоємностей $c_{\mu p}$ і $c_{\mu v}$ – універсальній газовій постійній. Величина газової постійної R визначається зовнішньою роботою в ізобарному процесі при відсутності внутрішньої. Для реальних газів, на відміну від ідеального, різниця теплоємностей залежить від температури і тиску, тобто

$$c_p - c_v = f(P, T).$$

Відношення даних теплоємностей можна представити таким чином:

$$k = \frac{\mu \cdot c_p}{\mu \cdot c_v} = \frac{c_p}{c_v}, \quad k = \frac{c_v + R}{c_v} = 1 + \frac{R}{c_v}.$$

Сказане вище дозволяє визначити питому кількість теплоти, затрачену в процесі нагрівання газу в інтервалі температур від t_1 до t_2 при постійному об'ємі або при постійному тиску:

$$q_v = c_{vm_2} \cdot t_2 - c_{vm_1} \cdot t_1; \quad (3.9)$$

$$q_p = c_{pm_2} \cdot t_2 - c_{pm_1} \cdot t_1. \quad (3.10)$$

Якщо в процесі бере участь M (кг) або V_H (м³) газу, то

$$Q_v = M (c_{vm_2} \cdot t_2 - c_{vm_1} \cdot t_1) = V_H (c_{vm_2} \cdot t_2 - c'_{vm_1} \cdot t_1); \quad (3.11)$$

$$Q_p = M (c_{pm_2} \cdot t_2 - c_{pm_1} \cdot t_1) = V_H (c'_{pm_2} \cdot t_2 - c'_{pm_1} \cdot t_1). \quad (3.12)$$

Приклад 3.1. Знайти об'ємну теплоємність кисню при постійному об'ємі й постійному тиску. Вважаючи $C=const$.

Розв'язок

По таблиці 3.1. для двохатомних газів:

$$\mu c_v = 20.93 \text{ кДж/(кмоль·К)}$$

$$\mu c_p = 29.31 \text{ кДж/(кмоль·К)}$$

Відповідно для кисню чи будь якого двохатомного газу :

$$C'_v = \frac{\mu c_v}{22.4} = \frac{20.93}{22.4} = 0.934 \text{ кДж/(м}^3\text{·К)}$$

$$C'_p = \frac{\mu c_p}{22.4} = \frac{29.31}{22.4} = 1.308 \text{ кДж/(м}^3\text{·К)}$$

Приклад 3.2. Повітря в кількості 6 м^3 при тиску $P_1=0,3 \text{ МПа}$ і температурі $t_1=25^\circ\text{C}$ нагрівається при постійній температурі $t_2=130^\circ\text{C}$. Визначити кількість підведеної до повітря теплоти, вважаючи $c=\text{const}$ [1-8]

Для даного випадку

$$Q_p = MC_p(t_2 - t_1) = V_n c'_p(t_2 - t_1)$$

Масу газу знаходимо з рівняння:

$$M = \frac{p_1 V_1}{RT} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 6}{287 \cdot 298} = 21 \text{ кг},$$

А об'єм газу при нормальних умовах

$$V_n = \frac{p_1 V_1 T_n}{p_n T_1} = \frac{0,3 \cdot 10^6 \cdot 6 \cdot 273}{0,1013 \cdot 10^6 \cdot 298} = 16,3 \text{ м}^3$$

$$c_p = \frac{\mu c_p}{\mu} = \frac{29,31}{28,96} = 1,012 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}$$

$$c'_p = \frac{\mu c_p}{22,4} = \frac{29,31}{28,4} = 1,308 \text{ кДж/(кг} \cdot \text{К)}.$$

Отже

$$Q = M c_p (t_2 - t_1) = 21 \cdot 1,012 \cdot 105 = 2231 \text{ кДж},$$

$$Q = V_n c'_p (t_2 - t_1) = 16,3 \cdot 1,308 \cdot 105 = 2239 \text{ кДж}.$$

Контрольні запитання

1. Теплоємність газів. Рівняння Майера.
2. Масова, об'ємна й мольна теплоємності.
3. Газова постійна.

ТЕМА № 4

Ознайомлення з загальним методом дослідження термодинамічних процесів, використання першого закону термодинаміки і рівняння ідеального газу для аналізу термодинамічних процесів

Перший закон термодинаміки, принцип еквівалентності теплоти та роботи. В 1842 р. Р. Майер установив еквівалентність теплоти і механічної роботи, що не залежить від характеру перетворення енергії. Пізніше Джоулем у результаті ретельно поставлених експериментів було отримано наступний вираз:

$$Q = A \cdot L, \quad (4.1)$$

де Q – кількість теплоти, що перетворюється в роботу; L – робота, отримана за рахунок теплоти; $A = \frac{1}{427} \text{ ккал/кгс м}$ – термічний еквівалент роботи. Механічний еквівалент теплоти $E = 427 \text{ кгс м/ккал}$.

Внутрішня енергія робочого тіла - сукупність всіх видів енергії, тіла (системи тіл):

$$U = f(P, V, T). \quad (4.2)$$

Оскільки параметри пов'язані між собою характеристичним рівнянням $PV = RT$, то $U = f_1(P, V)$, $U = f_2(V, T)$, $U = f_3(P, T)$. Отже внутрішня енергія U також є параметром стану газу.

У технічній термодинаміці розглядаються процеси, в яких змінюється кінетична і потенціальна складові внутрішньої енергії.

Температура газу визначає кінетичну енергію поступального і обертowego руху молекул і енергію внутрішньомолекулярного коливання, а від P і V залежить потенціальна енергія, обумовлена силами зчеплення. Внутрішня енергія – сума всіх енергій. Для ідеального газу $U = f(T)$, бо сили зчеплення між молекулами відсутні. Тоді зміна внутрішньої енергії має вигляд $\Delta U = U_2 - U_1$, Дж/кг.

Робота робочого тіла. Розглянемо просту термодинамічну систему (ТС), в якій газ рухає поршень у циліндрі двигуна.

Нехай у циліндрі з поршнем площею S знаходиться 1 кг газу, питомий об'єм якого ϑ , тиск P . При рівності внутрішнього тиску газу в циліндрі і зовнішнього тиску об'єм газу буде залишатися незмінним. Якщо яким-небудь чином створити між внутрішнім тиском газу і зовнішнім тиском нескінченно малу різницю, то поршень переміститься на величину dl , об'єм газу зміниться на величину $d\vartheta = S \cdot dl$ й газ виконає роботу ($d\vartheta > 0$ – роботу розширення, $d\vartheta < 0$ – роботу стиску):

$$dA = P \cdot S \cdot dl = p \cdot d\vartheta. \quad (4.3)$$

Якщо поршень переміщується з дуже малою швидкістю, тобто весь процес розширення можна розбити на елементи dl , а тиск і температуру вважати однаковими, то роботу робочого тіла можна виразити при зміні об'єму від ϑ_1 до ϑ_2 в наступному вигляді:

$$A = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P d\vartheta. \quad (4.4)$$

Зміна внутрішньої енергії системи складе сумарну зміну кінетичної і потенціальної енергій

$$dU = dE_k + dE_{\pi} \quad (4.5)$$

і визначається тільки початковим і кінцевим станом системи

$$\Delta U = \int_1^2 dU = U_2 - U_1. \quad (4.6)$$

Якщо початковий і кінцевий стани збігаються, то

$$\oint dU = 0. \quad (4.7)$$

В ідеальних газах сили міжмолекулярного зчеплення не враховуються, тобто $dE_{II} = 0$, і внутрішня енергія системи змінюється тільки залежно від температури. Той факт, що кожному рівноважному стану відповідає певне значення температури, часто називають нульовим принципом термодинаміки.

Кінцева робота

$$A' = \int_{\vartheta_1}^{\vartheta_2} P \cdot d\vartheta, \quad (4.9)$$

де ϑ_1, ϑ_2 – початковий і кінцевий питомий об'єм.

Через те, що підведення до системи dQ веде в загальному випадку до зміни внутрішньої енергії системи dU і здійснення зовнішньої роботи dA , вираз першого закону термодинаміки для ізольованих систем (закону збереження енергії) має вигляд

$$dq = dU + dA', \quad dQ = dU + dA. \quad (4.10)$$

З (4.10) виходить, що без підведення теплоти ($dQ = 0$) зовнішня робота здійснюється тільки за рахунок внутрішньої енергії системи. Підведення тепла в системі визначається тільки термодинамічним процесом. При $dq > 0$ – підведення тепла, $dq < 0$ – відведення, при $dq > 0$ – процес розширення робочого тіла, $dq < 0$ – стиснення.

Функції стану робочого тіла. Величини q і A , що характеризують зміну процесу робочого тіла, є не параметрами, а функціями стану. До останніх відноситься також ентальпія.

Ентальпія. Макроскопічні тіла, властивості й поведінку яких вивчає термодинаміка, перебувають у взаємодії з навколишнім середовищем.

Сукупність внутрішньої енергії тіла (термодинамічної системи) і енергії зовнішньої взаємодії тіла з навколишнім середовищем об'єднується поняттям **ентальпія**:

$$\left. \begin{aligned} I &= U + P \cdot V \\ I &= U + R \cdot T \end{aligned} \right\}. \quad (4.11)$$

Тому що $U = f(T)$ і $PV = f(T)$, то і $I = f(T)$, тобто ентальпія залежить тільки від температури. Оскільки U , P , V визначається станом термодинамічної системи, ентальпія I є функцією стану.

При зміні стану термодинамічної системи

$$di = dU + \vartheta \cdot dP + P \cdot d\vartheta.$$

Оскільки $dq = dU + dA$, а $dA = P \cdot d\vartheta$, то

$$di = dq + \vartheta \cdot dP. \quad (4.12)$$

Рівняння (4.12) є другою формою запису першого закону термодинаміки.

Для ідеальних газів

$$di = c_p \cdot dT; \quad i = c_{pm} \cdot T. \quad (4.13)$$

Кількість теплоти в процесі $P = \text{const}$ чисельно можна знайти як

$$q = i_2 - i_1. \quad (4.14)$$

Ентропія. Робота, обумовлена інтегралом (4.4), є одним з видів обміну енергією термодинамічної системи із зовнішнім середовищем. Обмін енергією може відбуватися у вигляді передачі тієї чи іншої кількості теплоти q . Значення q , як і A , можна підрахувати у вигляді інтегралу, що збігається за формою з (4.4).

В 1852 р. Р. Клазіусом був запропонований параметр, що змінюється тільки від кількості переданої теплоти так само, як об'єм при здійсненні роботи (при $d\mathcal{Q} > 0$ – робота додатна, $d\mathcal{Q} < 0$ – від'ємна). Цей параметр, що пізніше був названий ентропією S , не може бути виміряний яким-небудь чином і визначається розрахунковим шляхом.

Подібно до будь-якої іншої функції стану питома ентропія системи може бути подана у вигляді функції будь-яких двох з параметрів стану P , \mathcal{Q} , T :

$$S = f_1(P, V), S = f_2(P, V) \text{ і т.д.}$$

Ентропія одержала велике поширення при дослідженні процесів перетворення енергії в теплотехнічних розрахунках. Якщо довільний оборотний процес (наприклад, 1-2 на рис. 3.1 у $P - \mathcal{Q}$ діаграмі) розбити на нескінченно малі ділянки, на кожному з яких, через малу їх величину $T = \text{const}$ ($dT = 0$), то відношення елементарної кількості dq , підведеної до ділянки, до температури T – також нескінченно мала величина, тобто

$$\frac{dq}{T} = dS, \quad S = \int dS = \int \frac{dq}{T},$$

де S – ентропія газу.

$$\text{Для процесу 1-2} \quad \int_1^2 dS = \int_1^2 \frac{dq}{T} = S_2 - S_1 = \Delta S,$$

де ΔS – зміна ентропії газу.

$$\Delta S = \int_1^2 \frac{dq}{T} = \int_1^2 \frac{dU + P d\mathcal{Q}}{T} = \int_1^2 \frac{dU}{T} + \int_1^2 \frac{P d\mathcal{Q}}{T} = \int_1^2 \frac{c_v dT}{T} + \int_1^2 R \frac{d\mathcal{Q}}{\mathcal{Q}}.$$

Вважаючи $c_v = \text{const}$, одержимо

$$\Delta S = c_v \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Оскільки $\frac{V_2}{V_1} = \frac{T_2}{T_1} \cdot \frac{P_1}{P_2}$, $\frac{T_2}{T_1} = \frac{V_2}{V_1} \cdot \frac{P_2}{P_1}$ то

$$\Delta S = c_p \cdot \ln \frac{T_2}{T_1} + R \cdot \ln \frac{P_2}{P_1},$$

$$\Delta S = c_v \cdot \ln \frac{P_2}{P_1} + c_p \cdot \ln \frac{V_2}{V_1}.$$

Якщо вважати стан у точці 1 нормальним, тобто $\mathcal{Q}_1 = \mathcal{Q}_H$, $T_1 = T_H$, $P_1 = P_H$, і $S_1 = 0$, то для будь-якого стану ідеального газу з параметрами V , T і P значення ентропії складе

$$S = c_v \cdot \ln \frac{T}{273} + R \cdot \ln \frac{V}{V_H};$$

$$S = c_p \cdot \ln \frac{T}{273} - R \cdot \ln \frac{P}{P_H};$$

$$S = c_v \cdot \ln \frac{P}{P_H} + c_p \cdot \ln \frac{V}{V_H}.$$

Термодинамічні тотожності мають такий вигляд:

$$T dS = dU + P dV \quad \text{або} \quad T dS = dI - P dV.$$

Таким чином, кількість теплоти дорівнює

$$Q = \int_{S_1}^{S_2} T dS; \quad (4.15)$$

$$dQ = T dS. \quad (4.16)$$

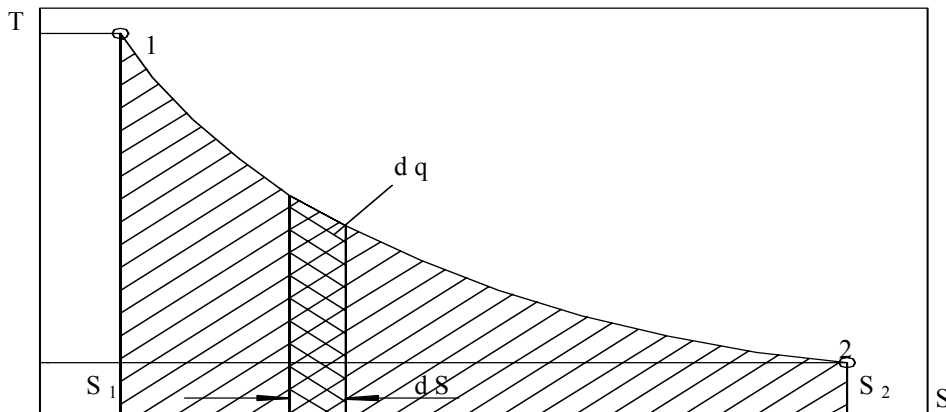


Рисунок 4.1 – T-S діаграма

При $dS > 0$ теплота підводиться до системи, при $dS < 0$ – відводиться.

Питома кількість теплоти

$$q = \int_{S_1}^{S_2} T dS = T dS, \quad (4.17)$$

де S – питома ентропія. За аналогією з $P - V$ діаграмою, що характеризує роботу (рис. 3.1), подання функціональної залежності $T = f(S)$ в $T - S$ координатах характеризує теплообмін із зовнішнім середовищем (рис. 4.2). Площа під кривою 1-2 відповідає інтегралу (4.17) і характеризує кількість підведеної теплоти, якщо $dS > 0$, або відведеної, якщо $dS < 0$.

У термодинаміці внутрішню енергію U , ентальпію I , ентропію S , теплоємність c називають калориметричними властивостями речовини, а P , V і T – термічними властивостями.

Ентропія – параметр стану, обумовлений початковим і кінцевим станом робочого тіла. Її не можна виміряти, а можна тільки обчислити розрахунковим шляхом.

Приклад 4.1. В закритій посудині розміщується газ під розрідженням $P_1 = 6667$ Па і $t_1 = 70^\circ\text{C}$. Показчик барометра - 101325 Па. До якої температури потрібно охолодити газ, щоб розрідження становило $P_2 = 13332$ Па.

Розв'язання

В цьому випадку $V = \text{const}$ і $P_1/P_2 = T_1/T_2$, тоді

$$\frac{101325 - 6667}{101325 - 13332} = \frac{273 + 70}{T_2}, \text{ звідси } T_2 = 318,8\text{K}, t_2 = 45,8^\circ\text{C}.$$

Приклад 4.2. В закритій посудині $V = 0,6\text{м}^3$ міститься повітря при $P_1 = 0,5$ МПа і $t_1 = 20^\circ\text{C}$. Після охолодження посудини повітря втрачає 105 кДж. Визначити, який тиск і температура повітря встановляться у посудині.

Розв'язання

Із рівняння стану $PV = MRT$ визначаємо масу повітря в посудині:

$$M = \frac{PV}{RT} = \frac{0,5 \cdot 10^6 \cdot 0,6}{287 \cdot 293} = 3,57\text{кг}$$

Кількість теплоти $Q = MC_{vm}(t_2 - t_1)$, звідси

$$t_2 = \frac{Q}{MC_{vm}} + t_1 = \frac{-105}{3,57 \cdot 0,723} + 20 = -20,7^\circ\text{C}.$$

В цьому випадку $C_{vm} = \frac{MC_{vm}}{M} = \frac{20,93}{28,96} = 0,723$

Для ізохорного процесу

$$P_2 = P_1 \frac{T_2}{T_1} = 0,5 \frac{273 - 20,7}{293} = 0,43\text{МПа}.$$

Приклад 4.3. Визначити, яка кількість теплоти, що підведена до газу в ізобарному процесі витрачається на роботу і яка - на зміну внутрішньої енергії.

Розв'язання

Перший закон термодинаміки - $dq = du + dl$ можна представити як

$$\frac{du}{dq} + \frac{dl}{dq} = 1. \text{ Величина } \frac{dl}{dq} = -\frac{du}{dq} \text{ визначає частку теплоти, підведеної до газу,}$$

яка здійснює роботу розширення. Для ідеального газу $P = \text{const}$, то $du = C_v dt$ і

$$dq = C_p dt, \text{ тоді } \frac{dl}{dq} = 1 - \frac{C_v dt}{C_p dt}. \text{ Приймаємо } K = 1,4, \text{ тоді отримаємо}$$

$$\frac{dl}{dq} = 1 - \frac{1}{1,4} = 0,285 \left(K = \frac{C_p}{C_v} \right). \text{ Це означає, що в ізобарному процесі лише 28,5\%}$$

підведеної теплоти до газу перетворюється в роботу, а решта 71,5% теплоти збільшує внутрішню енергію системи.

Приклад 4.4. Визначити поверхню нагрівання рекуперативного водоповітряного теплообмінника при прямоточній і зворотноточній схемах руху теплоносіїв, якщо об'ємна витрата повітря при нормальних умовах V , середній коефіцієнт теплопередачі від повітря до води k , початкові і кінцеві температури повітря і води рівні відповідно t_1', t_1'', t_2', t_2'' . Визначити витрату води через теплообмінник.

Вихідні дані:

$$V = 35 \cdot 10^3 \frac{\text{м}^3}{\text{час}} = \frac{35 \cdot 10^3}{3600} = 9,72 \frac{\text{м}^3}{\text{с}}$$

$$k = 22 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$t_1' = 340^\circ \text{C}$$

$$t_1'' = 140^\circ \text{C}$$

$$t_2' = 50^\circ \text{C}$$

$$t_2'' = 130^\circ \text{C}$$

Визначити: F ; G

Рішення:

Довідкові данні:

Температура	t	$^\circ \text{C}$	100	200	300	400	500
Молярна ізобарна теплоємність повітря	$C_{p\mu}$	$\frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$	29,152	29,299	29,521	29,789	30,095

$$C_{p\mu} \Big|_0^{t_1'=340} = 29,521 + \frac{(29,789 - 29,521)}{100} \cdot 40 = 29,628 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$$

$$C_{p\mu} \Big|_0^{t_1''=140} = 29,152 + \frac{(29,299 - 29,152)}{100} \cdot 40 = 29,211 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$$

$$C_{p\mu} \Big|_{t_1''=140}^{t_1'=340} = \frac{C_{p\mu} \Big|_0^{t_1'} \cdot t_1' - C_{p\mu} \Big|_0^{t_1''} \cdot t_1''}{t_1' - t_1''} = \frac{29,628 \cdot 340 - 29,211 \cdot 140}{340 - 140} = 29,920 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{К}}$$

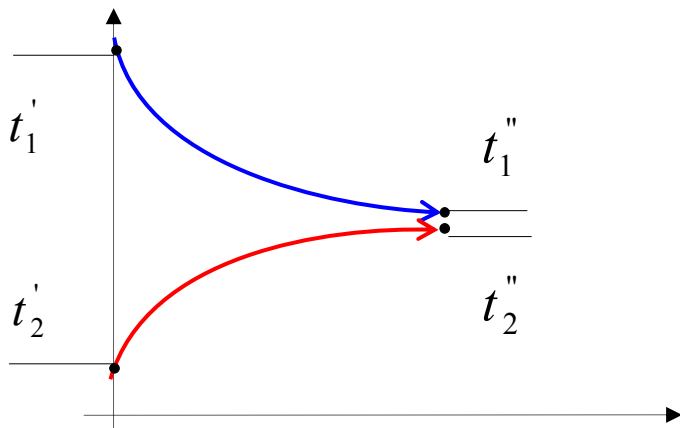
Об'ємна ізобарна теплоємність повітря:

$$C_{pv} = \frac{C_{p\mu}}{V_\mu} = \frac{29,920}{22,4} = 1,336 \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3 \cdot \text{К}}$$

де $V_\mu = 22,4 \frac{\text{м}^3}{\text{кмоль}}$ - молярний об'єм

1) Прямотік

Складемо температурну схему процесу теплообміну:



Кінцеві різниці температур:

$$\Delta t_{\delta} = t'_1 - t'_2 = 340 - 50 = 310^{\circ}C \text{ - велика різниця температур}$$

$$\Delta t_m = t''_1 - t''_2 = 140 - 130 = 10^{\circ}C \text{ - менша різниця температур}$$

Середньологарифмічний температурний напір:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \left| \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \right|} = \frac{310 - 10}{\ln \frac{310}{10}} = 87,4 \text{ K}$$

Кількість теплоти:

$$Q = V \cdot C_{pv} \cdot (t'_1 - t'_2) \cdot 10^{-6} = 9,72 \cdot 1,336 \cdot 10^3 \cdot (340 - 140) \cdot 10^{-6} = 2,6 \text{ MBt}$$

Площа поверхні теплообмінника:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{2,6 \cdot 10^6}{22 \cdot 87,4} = 1350,7 \text{ м}^2$$

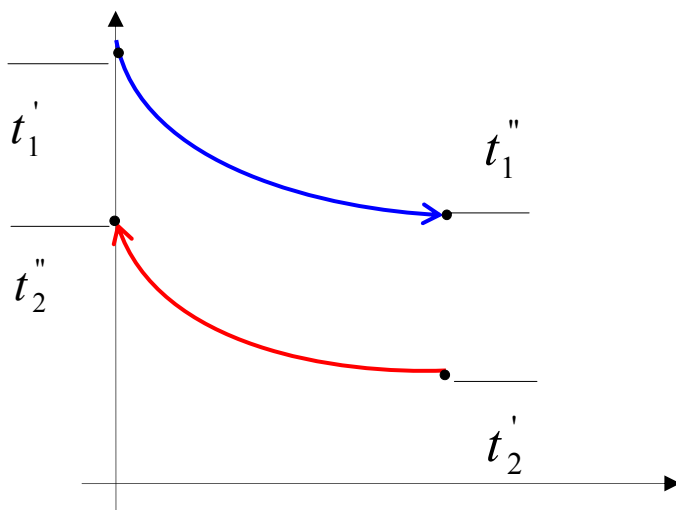
Витрата води через теплообмінник:

$$G = \frac{Q}{C_p \cdot (t''_2 - t'_2)} = \frac{2,6 \cdot 10^6}{4187 \cdot (130 - 50)} = 7,75 \frac{\text{кг}}{\text{с}}$$

де $C_p = 4187 \frac{\text{Дж}}{\text{кг} \cdot \text{K}}$ - питома ізобарна теплоємність води

2) Протиток

Составим температурную схему процесса теплообмена:



Концевые разности температур:

$$\Delta t_{\delta} = t_1' - t_2' = 340 - 130 = 230^{\circ}C - \text{большая разность температур}$$

$$\Delta t_m = t_1'' - t_2'' = 140 - 50 = 90^{\circ}C - \text{меньшая разность температур}$$

Среднелогарифмический температурный напор:

$$\Delta t_{cp} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_m}{\ln \left| \frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_m} \right|} = \frac{230 - 90}{\ln \frac{230}{90}} = 149,2 K$$

Количество теплоты:

$$Q = V \cdot C_{pv} \cdot (t_1' - t_1'') \cdot 10^{-6} = 9,72 \cdot 1,336 \cdot 10^3 \cdot (340 - 140) \cdot 10^{-6} = 2,6 MBt$$

Площадь поверхности теплообменника:

$$F = \frac{Q}{k \cdot \Delta t_{cp}} = \frac{2,6 \cdot 10^6}{22 \cdot 149,3} = 791,6 m^2$$

Расход воды через теплообменник:

$$G = \frac{Q}{C_p \cdot (t_2'' - t_2')} = \frac{2,6 \cdot 10^6}{4187 \cdot (130 - 50)} = 7,75 \frac{кг}{с}$$

где $C_p = 4187 \frac{Дж}{кг \cdot K}$ - удельная изобарная теплоемкость воды [1-8].

Контрольні запитання:

1. Перший закон термодинаміки.
2. Внутрішня енергія робочого тіла.
3. В котельні електричної станції за 20 годин роботи спалено 62 тони кам'яного вугілля, що має теплоту згорання 28900кДж/кг. Визначити середню потужність станції, якщо в електричну енергію перетворюється 18% теплоти, отриманої при спалюванні вугілля.
4. Робота робочого тіла.

ТЕМА № 5

Ознайомлення з характеристиками пароутворення і властивостями водяної пари. Приклади застосування рівняння та ізотерм Ван-дер-Ваальса і зображення процесу пароутворення в робочій (PV) і тепловій (TS) діаграмах

Водяна пара застосовується в різних галузях промисловості, головним чином як теплоносіє у теплообмінних апаратах і робоче тіло в паросилових установках. Маючи високий тиск і відносно малу температуру, водяна пара за своїми властивостями близька до води. Тому не можна нехтувати силами зчеплення між її молекулами і їхнім об'ємом, як для ідеального газу. Отже для водяної пари не може бути застосоване характеристичне рівняння $PV = RT$

Властивості реальних робочих тіл описуються відповідними емпіричними рівняннями. Найбільш простим з них, що якісно правильно відбиває поведінку реального робочого тіла – водяної пари, є рівняння Ван-дер-Ваальса (1873 р.):

$$\left(P + \frac{a}{g^2}\right) \cdot (g - b) = RT, \quad (5.1)$$

де a й b – експериментально отримані константи; a/g^2 – поправка на сили молекулярної взаємодії; b – поправка на об'єм молекул газу.

Величина a/g^2 характеризує внутрішній тиск і має, для рідких тіл досить великі значення (так, наприклад, для води при $t = 20$ °C становить 1050 МПа). Рівняння (5.1) можна подати у вигляді

$$g^3 - \left(b + \frac{R \cdot T}{P}\right) g^2 + \left(\frac{a}{P}\right) g - \frac{a \cdot b}{P} = 0, \quad (5.2)$$

розв'язками якого при $T = const$ є ізотерми, представлені в $P - V$ координатах на рис. 5.1 і відомі як ізотерми Ван-дер-Ваальса.

У дійсності в області 2 (рис. 5.1) ізотерми протікають при $P = const$ у вигляді прямих $m-n$, побудова яких виконується за умови рівності площадок, обмежених кривими, розташованими вище й нижче даної прямої $m-n$.

З'єднавши точки m , k , n плавною кривою, отримаємо межі різних агрегатних станів робочого тіла: 1 – перегріта пара; 2 – волога пара; 3 – рідина.

Водяна пара буває перегрітою і насиченою, яка, у свою чергу, ділиться на суху й вологу.

Для з'ясування властивостей водяної пари і її стану розглянемо процес перетворення рідини в пару – процес пароутворення: випаровування і кипіння.

Випаровування – процес пароутворення, що відбувається тільки з поверхні рідини і при будь-якій температурі. Випаровування буде повним, якщо над рідиною знаходиться необмежений об'єм.

Зі збільшенням температури інтенсивність випаровування зростає, тому що зростає швидкість і енергія молекул, сили їхньої взаємодії зменшуються.

Температура рідини при випаровуванні падає, що пов'язано зі зменшенням середньої швидкості залишених молекул при вильоті молекул, які мають більші швидкості.

При певній величині температури, яка залежить від природи і тиску рідини, починається пароутворення у всій її масі, що супроводжується утворенням бульбашок, – **кипіння** рідини. Тиск пари, що утворюється при цьому, такий же, як і в оточуючого середовища

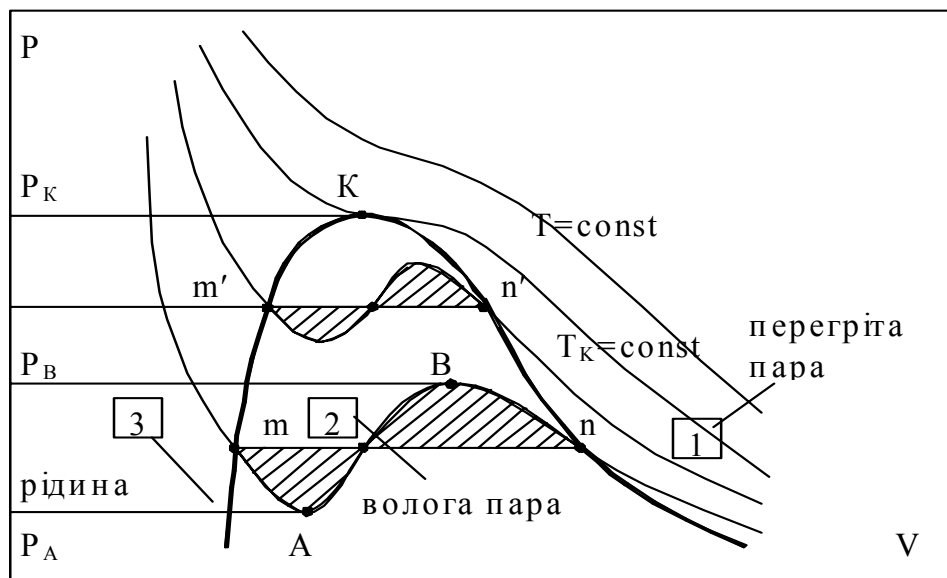


Рисунок 5.1 – Рівняння стану водяної пари в P-V координатах

Процес, зворотний випаровуванню, називається **конденсацією**. Це перетворення пари в рідину, що відбувається при постійній температурі, якщо $P = const$.

При рівності швидкості конденсації і швидкості випаровування в системі настає динамічна рівновага. Пара в такому стані має максимальну густину і називається насиченою. Основна властивість насиченої пари (пари, що перебуває в стані рівноваги з рідиною, з якої вона утворюється) – наявність температури, що є функцією тиску, рівного тиску того середовища, в якому відбувається кипіння.

Тому температура кипіння називається температурою насичення (T_H , t_H), а тиск – тиском насичення (P_H). Момент, при якому випарується остання крапля рідини, відповідає стану **сухої** насиченої пари.

Пара, отримана при неповному випаровуванні рідини, називається **вологою** насиченою парою. Вона являє собою суміш сухої пари з крапельками рідини, які поширені рівномірно у всій його масі й перебувають в ньому в завислому стані. Масова частка сухої пари у вологій парі називається **ступенем сухості** або масовим паровмістом (x). Масова частка рідини у вологій парі називається **ступенем вологості** або масовим вологовмістом (y). Вони зв'язані співвідношенням

$$y = 1 - x,$$

де x і y – виражаються в частках одиниці (%), наприклад, $x = 0,95$, $y = 0,05$, тобто $x = 95\%$, $y = 5\%$.

Відзначимо такі основні параметри стану водяної пари

Суха насичена пара. Теплота пароутворення r – кількість теплоти, витрачена на пароутворення 1 кг води при температурі кипіння до сухої насиченої пари:

$$r = \rho + P(\mathcal{G}'' - \mathcal{G}') = \rho + \psi', \quad (5.4)$$

де ρ – внутрішня теплота паротворення;

ψ – зовнішня теплота паротворення.

Ентальпія сухої насиченої пари

$$i'' = i' + r, \quad (5.5)$$

де i' – ентальпія киплячої рідини.

Внутрішня енергія сухої насиченої пари

$$u'' = i'' - P \mathcal{G}''. \quad (5.6)$$

Суха насичена пара визначається одним параметром: тиском або температурою.

Волога насичена пара. Питомий об'єм вологої пари \mathcal{G}_x – об'єм суміші, що складається з $(1 - x)$ кг киплячої води та x кг сухої пари і визначається як

$$\mathcal{G}_x = (1 - x) \mathcal{G}' + x \mathcal{G}''. \quad (5.7)$$

Ентальпія вологої пари

$$i_x = i' + r_x. \quad (5.8)$$

Внутрішня енергія вологої пари

$$u_x = i_x - P \mathcal{G}_x. \quad (5.9)$$

Перегріта пара. Теплота перегріву q_{Π} – кількість теплоти, яку необхідно затратити на перегрів 1 кг сухої пари до необхідної температури при постійному тиску.

Ентальпія

$$q_{\Pi} = c_{pm} \int_{t_H}^t (t - t_H); \quad (5.10)$$

$$i = i' + r + c_{pm} \int_{t_H}^t dt. \quad (5.11)$$

Внутрішня енергія

$$u = i - P \mathcal{G}. \quad (5.12)$$

Аналітичні залежності між параметрами водяної пари надто складні, щоб ними можна було користуватися в інженерних розрахунках; тому по них складені таблиці й діаграми для визначення параметрів стану водяної пари. Найчастіше параметри стану водяної пари визначаються за i - S діаграмою. Якщо говорити про загальний метод дослідження, то він містить у собі визначення таких основних величин:

Зміни внутрішньої енергії

$$\Delta u = u_2 - u_1 = (i_2 - P_2 \mathcal{G}_2) - (i_1 - P_1 \mathcal{G}_1). \quad (5.13)$$

Визначення кількості теплоти:

в ізохорному процесі

$$q_V = u_2 - u_1 = i_2 - i_1 - g(P_2 - P_1); \quad (5.14)$$

в ізобарному процесі

$$q_P = i_2 - i_1; \quad (5.15)$$

в ізотермічному процесі

$$q_T = T(S_2 - S_1); \quad (5.16)$$

зовнішньої роботи

$$A = q - \Delta U. \quad (5.17)$$

Термодинамічний цикл – круговий процес, що здійснюється термодинамічною системою. Може бути оборотним і необоротним. Оборотний цикл утворюється тільки оборотними процесами.

Цикл Карно – ідеальний цикл теплових машин, оборотний круговий процес, у якому здійснюється повне перетворення теплоти в роботу (або роботи в теплоту). Запропонован у 1824 році французьким фізиком С.Карно.

Головним робочим тілом теплових електричних станцій є водяний пар. Властивості якого не дозволяють реалізувати ідеальний цикл Карно. Тому, основним термодинамічним циклом, що реалізується в ТЕС, є цикл Ренкіна.

Цикл Ренкіна– ідеальний замкнутий цикл зміни стану робочого тіла, що представлено у TS діаграмі на рисунку 5.2.

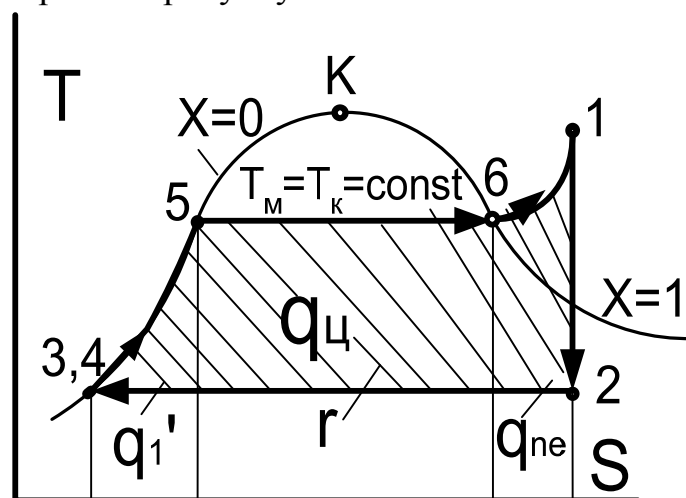


Рисунок 5.2 – Цикл Ренкіна

Особливістю циклу Ренкіна є те, що стиснення пари продовжено в ізотермічному процесі до повної конденсації пари, тобто до нижчої прикордонної кривої ($x=0$). В цьому випадку у насосі відбувається стиснення конденсату, а не пари, що приводить до суттєвого зменшення об'єму циліндру насоса та роботи, яка витрачається на його привід.

Вода, що поступає у котел, нагрівається завдяки теплоті q_1 , яка отримується при спалюванні палива в топці (процес 4-5, рис.5.2), досягає температури насичення при заданому тиску P . При наступному підводі питомої кількості теплоти r отримується спочатку суха насичена пара (процес 5-6), а потім

перегріта (процес 6-1), яка подається у турбіну, де відбувається процес 1-2 адіабатного розширення. Точка 2 знаходиться в області вологої насиченої пари. Відпрацьована у турбіні пара поступає до конденсатора, у якому охолоджувальною водою від неї відбирається теплота q_2 , пара конденсується (процес 2-3) та перетворюється у воду (т.3). Одержаний конденсат насосом повертається в котел (точка 4).

Вода розглядається у якості нестисливої рідини, нижча погранична крива розташована поблизу процесу 3-4. Завдяки цьому процес подачі води насосом приймається ізохорним. Часто процеси стиснення у насосі та підігрів води у котлі до стану кипіння сполучають (процес 3-5). Утворений таким чином термодинамічний цикл є циклом Ренкіна, питома витрата пари та теплоти при

здійсненні якого, визначаються як $d_0 = \frac{3600}{i_1 - i_2}$; $q = d_0(i_1 - i_2)$, де $i_1 - i_2 = h_0$ - розташований теплоперепад [1-8]

Контрольні запитання

1. Процес пароутворення. Випаровування, кипіння, конденсація.
2. Властивості водяної пари. Рівняння та ізотерми Ван-дер-Ваальса.
3. Зображення процесу пароутворення в робочій (P-V) і тепловій (T-S) діаграмах.
4. Ступінь сухості і вологості. Суха і волога насичена пара. Перегріта пара.
5. Термодинамічні цикли. Ідеальний цикл Карно.
6. Термодинамічні цикли. Ідеальний цикл Ренкіна.

ТЕМА № 6

Визначення і розрахунків відсутніх даних водяної пари як робочого тіла джерела енергії при теплопостачанні населеного пункту

Приклад 6.1. Визначити величину перегріву пари та температуру перегрітої пари. ентальпія якої $i_n = 2732 \text{ кДж/кг}$. З таблиці слід визначити такі відсутні дані: температуру насиченої пари (температуру кипіння-насичення) $t_n, ^\circ\text{C}$; ентальпію сухої насиченої пари $i'', \text{кДж/кг}$. Для розрахунків приймаємо: середню питому теплоємність пари $c_p = 2,0 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$,

Розв'язання

- визначення величини перегріву пари.

Виходячи з того, що $i_n = i'' + c(t_{\text{пер}} - t_n)$

$$(t_{\text{пер}} - t_n) = \Delta t_{\text{пер}}$$

маємо

$$\Delta t_{пер} = \frac{i_n - i''}{c_p}, ^\circ C$$

$$\Delta t_{пер} = \frac{2732,9 - 2714,9}{2} = 9, ^\circ C$$

де i'' - ентальпія сухої насиченої пари при заданому тиску й температурі насичення, кДж/кг ;

- визначення температури перегрітої пари.

$$t_{пер} = t_n + \Delta t_{пер}, ^\circ C$$

$$t_{пер} = 126,09 + 9 = 135,09 ^\circ C$$

Таблиця 6.1 – Вихідні данні

Вари- ант	Q ГДж/ год	P МПа	Вихідні дані					Невизначені параметри		
			i_{nn} кДж/кг	i'' (сух.н.п.) кДж/кг	t_n °C	t_g °C	$l_{нар}$ м	$\Delta t_{пер}$ °C	$t_{пер}$ °C	$i'=i$ кДж/кг
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
1	100	0,18	2716	2701,8	116,93	-6	1500			
2	110	0,20	2723	2706,8	120,23	-8	1600			
3	120	0,22	2730	2711	123,27	-10	1750			
4	130	0,24	2731,9	2714,9	126,09	-4	1900			
5	140	0,26	2740	2719,9	128,73	-12	1950			
6	150	0,28	2742,3	2722,3	131,2	-16	1800			
7	160	0,28	2742,3	2722,3	131,2	-7	1850			
8	175	0,26	2735	2718,9	128,73	-15	2500			
9	155	0,24	2732,9	2714,9	126,09	-8	2100			
10	135	0,22	2728	2711	123,27	-9	1200			
11	125	0,20	2721	2706,8	120,23	-11	1550			
12	115	0,18	2717,8	2701,8	116,93	--12	2650			
13	105	0,16	2712,3	2696,3	113,31	-4	1800			
14	100	0,20	2721	2706,8	120,23	-8	1850			
15	120	0,22	2728	2711	123,7	-10	2200			
16	140	0,24	2732,8	2714,9	126,09	-12	2300			
17	150	0,26	2734	2718,9	128,73	-14	2400			
18	110	0,18	2717,8	2701,8	116,93	-16	2250			

Приклад 6.2. Визначити сумарну розрахункову витрату пари в теплових мережах для забезпечення підприємств з різним добовим режимом роботи з урахуванням незбіжності максимальних витрат пари окремими підприємствами (споживачами), та кількість спожитої пари за рік. Максимальне теплове навантаження в годину $Q_{max\ год.} = 155 \text{ ГДж/год.}$

Розв'язання

Визначення максимальної витрати теплоносія (кг/с)

$$D'_{n \max} = \frac{Q_{\max}^{\text{год}}}{i_n - i'} = \frac{10^6}{3600} \frac{Q_{\max}^{\text{год}}}{i_n - i'}$$
$$D'_{n \max} = 278 \frac{Q_{\max}^{\text{год}}}{i_n - i'}, \text{ кг/с,}$$
$$D'_{n \max} = 278 \frac{155}{2732,9 - 293} = 17,66 \text{ кг/с,}$$

де Q_{\max} - максимальне теплове навантаження у годину, ГДж/год ;

i' - ентальпія конденсату, що повертається джерелу теплопостачання, $i' = i_k = 293$ кДж/кг.

У разі відсутності проектних добових графіків витрати пари дозволяється до добових втрат пари вводити знижуючий коефіцієнт $\beta = 0,9$.

Таким чином, максимальна витрата теплоносія (пари) буде:

$$D_{n \max} = \beta D'_{n \max}, \text{ кг/с.}$$

$$D_{n \max} = 0,9 \cdot 17,66 = 15,85 \text{ кг/с.}$$

Для опалювально-виробничих котельних (ОВК) України кількість годин використання у рік максимального годинного навантаження складає 4500 год (це вельми низьке значення у порівнянні з ОВК Західної Європи).

Виходячи з цього, річне теплове навантаження складатиме, ГДж

$$Q_p = 4500 Q_{\max}^{\text{год}},$$
$$Q_p = 4500 \cdot 155 = 697500 \text{ ГДж}$$

де $Q_{\max}^{\text{год}}$ - максимальне теплове навантаження за годину, ГДж/год.

Максимальна кількість пари, спожита за рік, буде дорівнювати

$$D_{n.p} = D_{n.\max} \cdot 4500,$$
$$D_{n.p} = 15,89 \cdot 4500 = 712505$$

де $D_{n.\max}$ - максимальна витрата пари, т/год (кг/с) [1-8].

Контрольні запитання.

1. Проаналізувати запропоновані розрахунки.
2. Зробити розрахунок відсутніх даних водяної пари як робочого тіла

джерела енергії при теплопостачанні населеного пункту для свого варіанту.

3. Визначити величину перегріву пари та температуру перегрітої пари, сумарну розрахункову витрату пари в теплових мережах для свого варіанту.

ТЕМА № 7

Основні приклади і розрахунки режимів руху робочого тіла теплоенергетичних установок. Ознайомлення з гідравлічними втратами, приклади та гідравлічний розрахунок теплових мереж

Режими руху робочого тіла. Рух рідини може мати ламінарний або турбулентний характер. У першому випадку частки рідини у формі окремих струменів, які не змішуються, дотримуються обрисів каналу або стінки, і профіль швидкостей на достатньому віддаленні від початку труби має вигляд правильної параболи. (рис. 7.1, а).

Турбулентний режим руху характеризується мінливістю швидкості руху часток рідини в розглянутій точці простору. Через безперервне перемішування рідини в ній не можна виділити окремі струмені, і такий рух тільки умовно можна назвати стаціонарним, вважаючи для кожної частки рідини характерними не миттєві, а усереднені за деякий проміжок часу значення швидкості. У цьому разі профіль швидкостей за перерізом труби буде мати вигляд усіченої параболи, максимальна швидкість спостерігатиметься в рухомих по осі труби частках рідини і буде всього в 1,2 - 1,3 рази більше середньої швидкості (рис. 7.1, б).

Англійський фізик Рейнольдс установив, що при русі рідини в трубах перехід з ламінарного режиму в турбулентний обумовлений значенням безрозмірного комплексу $w d \rho / \mu$, в який входять середня швидкість w , діаметр труби d (для каналів некруглого перерізу береться гідравлічний або еквівалентний діаметр $d_e = 4 \cdot S / U$, де S – площа поперечного перерізу каналу; U – змочений периметр цього перетину), густина ρ і динамічна в'язкість рідини μ .

Цей комплекс називають числом Рейнольдса і позначають символом Re .

При $Re \leq 2300$ рух рідини в трубах має ламінарний характер, а при $Re \geq 10\,000$ – турбулентний. Тобто критична швидкість, що дозволяє визначити перехід будь-якої рідини з ламінарного режиму в турбулентний для труби будь-якого діаметра, може бути знайдена з співвідношення $w_{kp} = 2300 \mu / d \rho$. У діапазоні $2300 < Re < 10^4$ має місце перехідний режим течії.

У більшості випадків, що зустрічаються в теплотехніці, $Re \gg 10\,000$ і рух є турбулентним. На основі дослідних даних довжина ділянки стабілізації для

ламінарного режиму може бути прийнята $0,03 d$, а для турбулентного режиму – близько $40 d$.

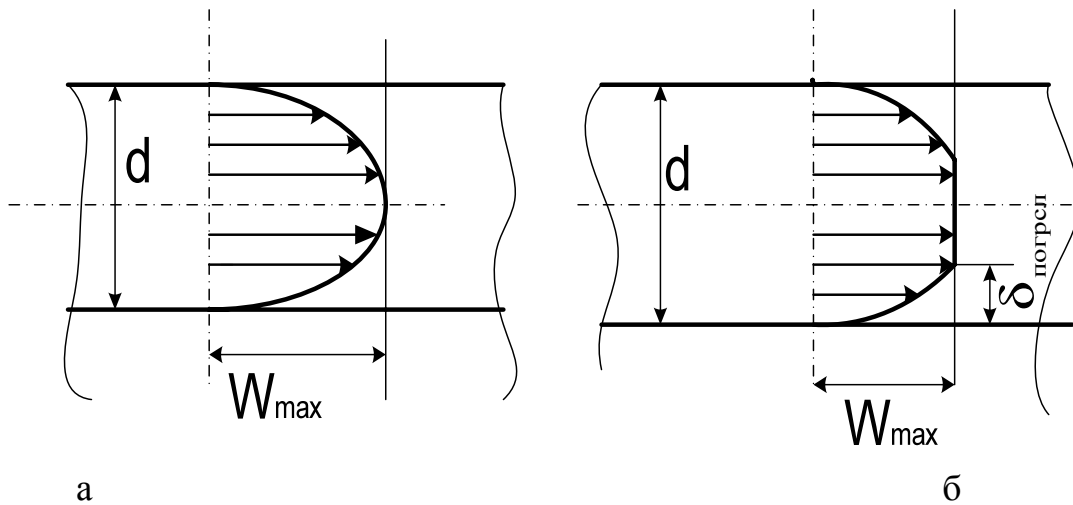


Рисунок 7.1 – Розподіл швидкостей за розрізом труби при ламінарному (а) та турбулентному (б) режимах руху середовища.

По мірі руху потоку вздовж поверхні стінки товщина прикордонного шару поступово зростає і гальмуючий вплив стінки поширюється на все більш віддалені шари рідини. На невеликих відстанях від передньої кромки стінки приграничний шар ще тонкий і течія рідини в ньому має струминний ламінарний характер. Далі на деякій відстані $x_{кр}$ у приграничному шарі починають виникати вихори і характер течії стає турбулентним. Товщина прикордонного шару $\delta_{прик.ш}$ залежить від відстані x від передньої кромки стінки, швидкості руху потоку і кінематичної в'язкості $\nu = \mu / \rho$.

На процес тепловіддачі безпосередньо впливають наступні фізичні параметри рідин: теплопровідність λ , питома теплоємність c , щільність ρ , а також в'язкість. Відомо, що всі рідини мають в'язкість, тобто між окремими частками або шарами, що переміщуються з різними швидкостями, завжди виникає сила внутрішнього тертя, яка протидіє руху. За законом Ньютона ця сила F , віднесена до одиниці поверхні, пропорційна градієнту швидкості dw/dn , тобто $F = \mu \cdot dw/dn$.

Гідравлічні втрати. Під час руху теплоносія виникають втрати тиску внаслідок тертя між частинками теплоносія і внутрішніми поверхнями конструктивних елементів енергоустановок, а також місцеві опори, пов'язані з локальними впливами на робоче тіло з тих чи інших причин.

В загальному випадку сумарні втрати тиску визначаються виразом

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_m,$$

де ΔP_l - втрати тиску на подолання сил тертя або лінійні втрати тиску, $\Delta P_l = R l_\phi$, кгс/м² (Н/м²). Тобто лінійні втрати тиску прямо пропорційні

питомим втратам тиску на тертя R , кгс/м і фактичній довжині ділянки l_ϕ , м , на якій втрачається тиск.

Питомі втрати тиску на тертя визначають, виходячи з рівняння Бернуллі, яке встановлює взаємозв'язок між швидкістю і тиском в різних перерізах потоку рідини.

Рівняння Бернуллі для потоку ідеальної рідини має, зокрема, такий вигляд:

$$z + \frac{P}{\rho g} + \frac{w^2}{2g} = \text{const}.$$

Сума всіх додатків рівняння Бернуллі (рівняння енергії), що мають в даному разі лінійну розмірність, м , називається повним напором, який складається з геометричного напору z , п'єзометричного напору (статичного) $\frac{P}{\rho g}$ і швидкісного напору (динамічного) $\frac{w^2}{2g}$.

Реальна рідина завжди в'язка. При її русі виникають сили тертя, тому енергія рідини буде зменшуватись в напрямку руху. Якщо взяти в напрямку руху рідини два перерізи трубопроводу, то енергія рідини в тому перерізі з якого рідина витікає буде завжди більше, ніж енергія тієї ж рідини в перерізі, куди вона прибуває. Ця різниця енергії дорівнює величині втрат напору на подолання опору H_{l-2} :

В цьому випадку рівняння Бернуллі має наступний вигляд

$$z_1 + \frac{P_1}{\rho g} + \frac{w_1^2}{2g} = z_2 + \frac{P_2}{\rho g} + \frac{w_2^2}{2g} + H_{l-2}.$$

Таким чином, у випадку руху робочого тіла, зокрема, в трубопроводах мереж (теплових, газових та ін) втрати напору, що складаються з двох складових (лінійних втрат H_l і місцевих H_m) дорівнюють $H = H_l + H_m$.

Лінійні втрати H_l обумовлюються силами тертя частинок одна об одну та об стінки трубопроводів. При рівномірному русі рідини в каналі

$$H_l = \lambda \frac{l}{d_e} \cdot \frac{w^2}{2g},$$

де λ - безрозмірний коефіцієнт гідравлічного опору, який визначається за таблицями; l - довжина ділянки каналу, м ; d_e - еквівалентний діаметр, м ; w - швидкість руху рідини, м/с ; g - прискорення вільного падіння, м/с^2 .

Еквівалентний діаметр круглих трубопроводів рівний їх діаметру, а довільної форми визначається за формулою $d_e = \frac{4F}{U}$,

де F - площа, а U - периметр перерізу.

Місцеві втрати напору

$$H_m = \xi \frac{w^2}{2g},$$

де w - середня швидкість рідини в потоці після перешкоди, м/с;

ξ - безрозмірний коефіцієнт місцевого опору, що визначається дослідним шляхом залежно від виду місцевого опору (засувки, повороти і т.д.) наводиться в таблицях.

Наведеними вище рівняннями можна користуватися для визначення лінійних та місцевих втрат при русі рідини та газу в трубопроводах.

В окремих випадках при виконанні гідравлічного розрахунку трубопроводів замість величини ξ користуються еквівалентною довжиною трубопроводу l_e .

Еквівалентною довжиною l_e називається довжина прямолінійної ділянки трубопроводу того самого діаметра, лінійні опори якого дорівнюють даному місцевому опору.

Сумарні втрати тиску H_c (ΔP_c) визначаються сумою лінійних опорів H_l (ΔP_l) і місцевих H_m (ΔP_m):

$$\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_m = R l_{\phi} + R l_{\phi} = R l_{36}, \text{ кгс/м}^2 \text{ (Н/м}^2\text{)}.$$

де l_{36} - зведена довжина трубопроводу, м.

Гідравлічний розрахунок теплових мереж. Основним завданням гідравлічного розрахунку теплових мереж є визначення діаметрів теплопроводів і гідравлічних витрат тиску в них при вибраному діаметрі за даною витратою теплоносія. У результаті гідравлічного розрахунку теплових мереж в цілому можна розв'язати такі задачі: визначити наявний напір у кожній точці теплової мережі; вибрати схему приєднання споживачів до теплових мереж; визначити витрату труб та обсяг робіт на спорудженні теплових мереж; відрегулювати гідравлічний режим мережі для заданого розподілу тепла, що відпускається з джерела, між усіма споживачами мережі.

Для гідравлічного розрахунку теплових мереж у загальному вигляді треба мати їх схему з нанесенням усіх елементів арматури, компенсаторів, фасонних частин та зазначенням довжин всіх ділянок мережі і розрахункових витрат тепла по споживачах.

Визначення діаметру паропроводу. На практиці при проведенні гідравлічних розрахунків користуються номограмами та номограмними методами дослідження.

Так, витрати тиску в паропроводах можна визначити за допомогою номограми $R_e = f(w_n, d_{вн}, d_з, D_{н.р.})$ (рис. 7.2), де R_e - питома втрата тиску на тертя, Па/м; w_n - швидкість руху пари, м/с; $d_{вн}$ - внутрішній діаметр; $d_з$ - зовнішній діаметр, $D_{н.р.}$ - питома витрата пари, кг/с. За відомими швидкостями руху пари і витрати теплоносія знаходимо питомі втрати тиску на тертя при належних значеннях умовного діаметру труби, якому відповідають стандартні значення внутрішнього і зовнішнього діаметру паропроводу $d_{вн}$ і $d_з$ (згідно із стандартами на труби). Питома втрата тиску на тертя відповідає фактичному $d_{вн}$ при даній витраті тепла і швидкості руху пари. Згідно із СНІП "Теплові мережі" швидкість руху пари в паропроводі $w_n = 30 \div 80$ м/с. Якщо умовний прохідний діаметр перевищує $d_p > 200$ мм, швидкість $w_n = 60 \div 80$ м/с. Виходячи з цього, обираємо швидкість руху теплоносія (пари).

Розрахунок повних втрат тиску в паропроводі. Сумарні втрати тиску ΔP визначаються сумою лінійних опорів ΔP_l і місцевих ΔP_m :
 $\Delta P_c = \Delta P_l + \Delta P_m$.

Скористаємося поняттям зведеної довжини $l_{зв}$. Тоді

$$\Delta P_c = R_\phi (l_\phi + l_e) = R_\phi l_{зв},$$

де R_ϕ - фактичні питомі втрати тиску на тертя, l_ϕ - фактична довжина ділянки паропроводу, $l_{зв}$ - її еквівалентна довжина.

В цьому випадку формула для розрахунку повних втрат тиску в паропроводі має наступний вигляд

$$\Delta P = \frac{R_l l_\phi (1 + \alpha)}{1019700},$$

де R_e - фактичні питомі втрати тиску на тертя, $Па/м$; l_ϕ - довжина паропроводу, $м$; α - коефіцієнт місцевих втрат тиску; 1019700 - коефіцієнт, що враховує переведення розмірностей.

Після того, як отримали повні втрати тиску, можна визначити тиск пари на вході у паропровід (виході з джерела теплопостачання) $P_{вх} = P_{вих} + \Delta P$, де $P_{вих}$ - тиск пари на виході з паропроводу [1-9].

Контрольні запитання

1. Режим руху рідини та газу. Турбулентність. Критерій подоби Рейнольдса, еквівалентний діаметр.
2. Реальна рідина. Втрати енергії під час руху робочого тіла. Рівняння енергії Бернуллі.
3. Загальні, лінійні (на тертя) та місцеві втрати тиску: визначення, загальні формули для розрахунку.
4. Послідовність гідравлічного розрахунку. Номограмний метод його проведення.

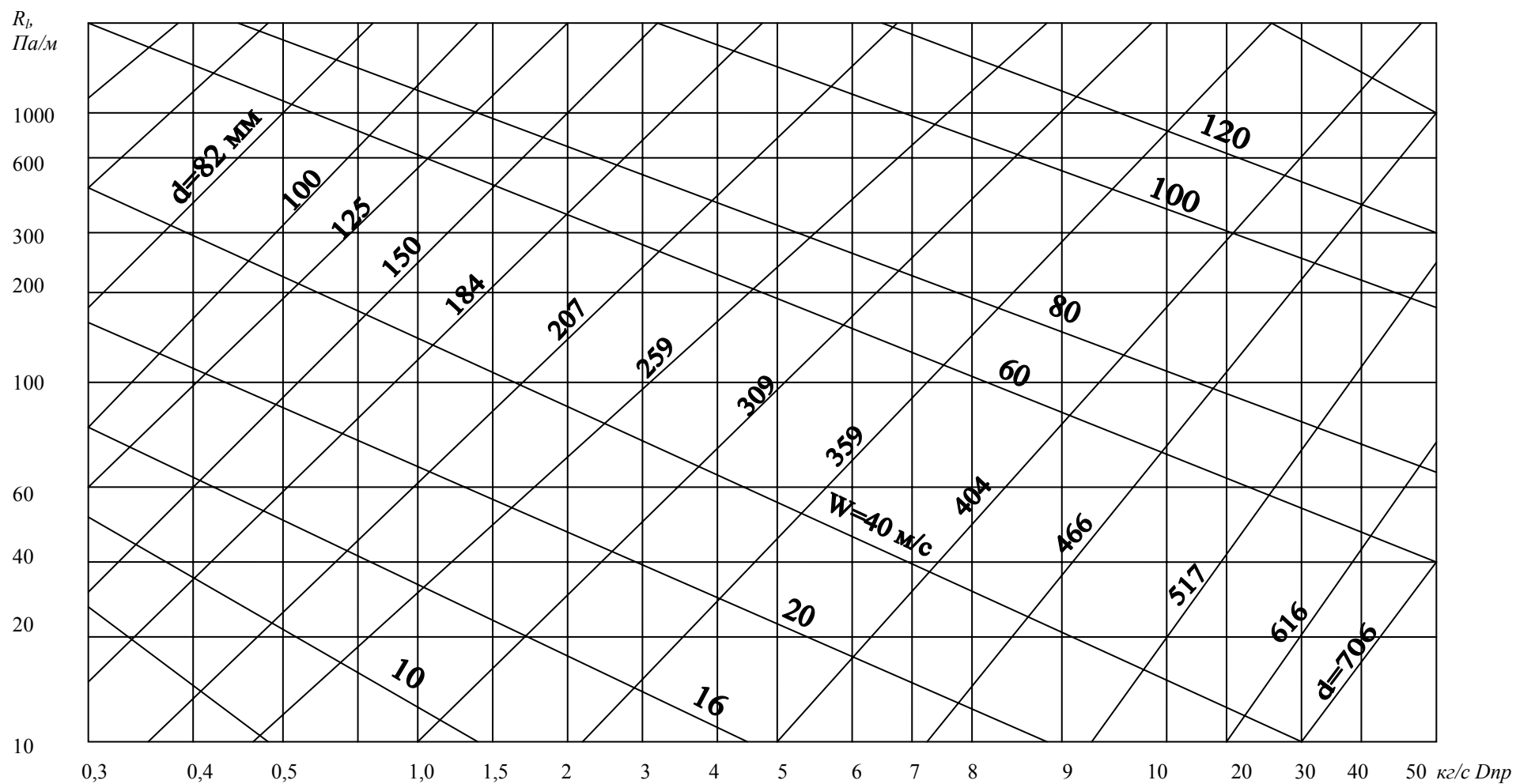


Рисунок 7.2 – Номограма $R_l = f(w_n, d_{\text{вн}}, d_3, D_{np})$

ТЕМА № 8

Ознайомлення з визначеннями та основами розрахунку процесів тепловіддачі, теплопередачі й складного теплообміну в елементах ЕУ. Основні вирази та приклади розрахунку термічного опору та термічної провідності конструктивних елементів

Теорія теплообміну разом з термодинамікою входить до складу теоретичних основ теплотехніки і вивчає закономірності перенесення теплоти з одних областей простору в інші.

Теплообмін – це самовільний необоротний процес перенесення теплоти в просторі з неоднорідним розподілом температури.

Існують три різні за своєю природою види теплообміну: теплопровідність, конвективний теплообмін, променевий теплообмін.

Теплопровідність (зустрічається, як правило, тільки у твердому середовищі) – це молекулярний процес переносу теплоти в суцільному середовищі, обумовлений наявністю градієнта (перепаду) температури. Здійснюється за рахунок поширення пружних хвиль коливання атомів і молекул (у діелектриках) або пов'язаний з переміщенням вільних електронів і коливанням атомів кристалічної решітки (у металах).

Конвективний теплообмін (спостерігається в рухомому середовищі) – це перенесення теплоти, обумовлене переміщенням макроскопічних елементів середовища (об'ємів рідини або газу) в просторі, що супроводжується теплопровідністю. Його найпоширеніший випадок – **тепловіддача** – конвективний теплообмін між середовищем, що рухається, і поверхнею поділу її з іншим середовищем (твердим тілом, рідиною або газом).

Променевий теплообмін - здійснюється (на відміну від теплопровідності та конвекції) при відсутності матеріального середовища і обумовлений перетворенням внутрішньої енергії речовини в енергію електромагнітних хвиль, поширенням їх у просторі та поглинанням енергії цих хвиль речовиною.

На практиці теплообмін реалізується всіма трьома вище названими способами і називається складним теплообміном.

Теплопередача – процес теплообміну між двома теплоносіями (рухомим середовищем, що використовується для переносу теплоти), розділеними твердою стінкою.

Визначення, що характеризують процес теплопровідності.

Температурне поле – сукупність значень температур T у всіх точках тіла (простору) в деякий фіксований момент часу τ : стаціонарне (стале), залежне тільки від просторових координат – $T = f(x, y, z)$; нестаціонарне (нестале), залежне також від часу – $T = f(x, y, z, \tau)$.

Поверхня, у всіх точках якої температура однакова, називається ізотермічною, а лінії рівних температур – **ізотермами**.

Градiєнт температур – вектор, чисельно рівний похідній від температури за напрямком нормалі до ізотермічної поверхні:

$$\text{grad } t \equiv \nabla T = \lim_{\Delta n \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta T}{\Delta n} \right) = \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (8.1)$$

За позитивний напрямок вектора приймається напрямок у бік зростання температури, тобто $\frac{\partial T}{\partial n} > 0$.

Тепловий потік – кількість теплоти Q , передана через довільну поверхню F в одиницю часу. Віднесений до одиниці площі поверхні називається питомим тепловим потоком або тепловим навантаженням поверхні нагрівання:

$$q = \frac{Q}{F}. \quad (8.2)$$

Вектор \vec{q} завжди спрямований у бік, протилежний градієнту температур, бо тепла енергія самостійно поширюється тільки в бік зниження температури.

Лінії теплового потоку – лінії, дотичні до яких збігаються з напрямком вектора теплового потоку (перпендикулярно до ізотермічних поверхонь).

Основний закон теплопровідності (закон Фур'є), встановлений дослідним шляхом, формулюється в такий спосіб: щільність теплового потоку пропорційна градієнту температури

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \vec{\text{grad } t} = -\lambda \cdot \nabla T, \quad (8.3)$$

де λ – коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м °С), чисельно рівний тепловому потоку, пройденому через одиницю поверхні (1 м²) при градієнті температур $\text{grad } t$, рівному 1 К/м.

Знак мінус у рівнянні (7.3) показує, що теплота поширюється у бік зниження температури, приріст якої в даному напрямку має від'ємне значення.

Загальна кількість теплоти Q , Дж, передана теплопровідністю через стінку F , (м²) за час τ , складе

$$Q = q \cdot F \cdot \tau. \quad (8.4)$$

Розрізняють два режими поширення тепла в тілі: стаціонарний – $\frac{\partial T}{\partial \tau} = 0$ і

нестационарний. На практиці найбільш часто зустрічаються процеси нагрівання (охолодження) в умовах нестационарних режимів. Нестационарні процеси теплопровідності мають місце при нагріванні (охолодженні) твердих тіл і супроводжуються зміною в часі температури, внутрішньої енергії та ентальпії речовини.

На практиці (у реальних умовах) теплообмін або теплоперенесення здійснюється всіма трьома вказаними способами. В цьому випадку він має назву **складного теплообміну** і складові теплопереносу - теплопровідність, конвекція та випромінювання є частиною загальної передачі теплоти від одного

теплоносія (робочого тіла, середовища) іншому, зокрема, через розділяючу стінку або поверхню. Таке перенесення теплоти прийнято називати **теплопередачею**.

Таким чином теплота передається через огорожуючі конструкції будинків і споруд, а також у всіх безперервно діючих енергетичних установках і теплотехнічному обладнанні (котлах, печах, водо- і повітрянагрівачах, сушарках, пропарювальних камерах, холодильних установках та інших теплообмінних апаратах).

У цьому випадку розрахунок теплопередачі полягає у визначенні кількості теплоти, що передається в одиницю часу від одного теплоносія до іншого (пряма задача). Якщо потрібно визначити необхідну площу поверхні стінки між рідинами для передачі заданої кількості теплоти, то вирішується зворотна задача. Процес теплообміну між рухомим середовищем (робочим тілом) і стінкою називається конвективним теплообміном або конвекцією, яка може бути вільною та вимушеною. Конвекція, яка ще має назву тепловіддачі, являє собою більш складний процес у порівнянні з теплопровідністю.

Одношарова плоска стінка. Теплота передається від гарячої рідини з температурою $t'_{ж}$ до холодної рідини, що має температуру $t''_{ж}$, через плоску однорідну стінку з теплопровідністю λ (рис. 8.1). Стінка має товщину δ , що значно менше лінійних розмірів площі її поверхні F . Це дозволяє знехтувати втратами теплоти з торців стінки.

Розглянемо процес теплопередачі в цьому випадку, який поєднує всі розглянуті вище елементарні процеси. Спочатку теплота передається від гарячого теплоносія t'_p до однієї з поверхонь шляхом конвективного теплообміну α_k , що може супроводжуватися випромінюванням $\alpha_{л}$. Інтенсивність процесу тепловіддачі характеризується коефіцієнтом тепловіддачі $\alpha_1 = \alpha_k + \alpha_{л}$.

Відзначимо, що енергія випромінювання значно нижча, ніж енергія конвективного теплообміну. Тому в практичних розрахунках частіше за все вона не враховується [1-8].

Від поверхні стінки з температурою t_1 до іншої (з температурою t_2) теплота переноситься теплопровідністю. Нарешті, теплота шляхом конвективного теплообміну, що характеризується коефіцієнтом тепловіддачі α_2 , знову передається від поверхні стінки до холодної рідини.

При стаціонарному режимі тепловий потік $Q = q F$ (q – питомий тепловий потік) у всіх трьох процесах однаковий, а перепад температур між гарячою і холодною рідинами складається з трьох складових:

$$\begin{cases} t'_p - t_1 = q \cdot \frac{l}{\alpha_1} \\ t_1 - t_2 = q \cdot \frac{\delta}{\lambda} \\ t_2 - t''_p = q \cdot \frac{l}{\alpha_2} \end{cases} \quad (8.5)$$

і може бути представлений як

$$\Delta t = t'_p - t''_p = q \cdot \left(\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_2} \right), \quad (8.6)$$

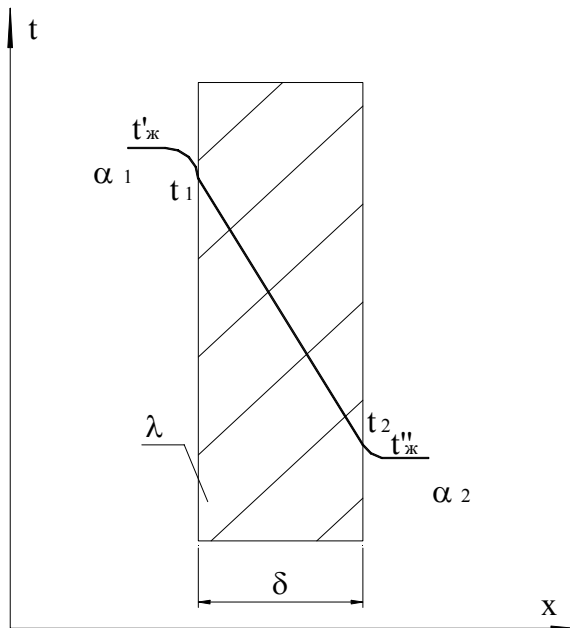


Рисунок 8.1 – Температурне поле в плоскій стінці

Звідси шукана величина щільності теплового потоку

$$q = \frac{\Delta t}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_2}} = k \cdot \Delta t \quad (8.7)$$

а тепловий потік – $Q = k F \Delta t$, де

$$k = \frac{l}{\frac{l}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_2}}. \quad (8.8)$$

Коефіцієнт k – коефіцієнт теплопередачі. Він має ту ж розмірність, що й α ($\text{Вт/м}^2\text{°C}$) і визначає потужність теплового потоку, що проходить від одного теплоносія до іншого через одиницю поверхні стінки, що

розділяє ці теплоносії при різниці температур між ними в один градус.

Загальні положення теплопередачі через стінку. Розрахунок теплової ізоляції базується на загальних положеннях теплопередачі через стінку (плоску, циліндричну, одношарову, багатошарову і т. ін.) .

Одношарова плоска стінка (рис. 8.2). У разі сталого температурного режиму питомий тепловий потік через плоску стінку може бути розрахований за формулою:

$$q_c = \frac{l}{\left(\frac{l}{\alpha_{p_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_{p_2}} \right)} (t_{p_1} - t_{p_2})$$

де коефіцієнт теплопередачі

$$k = l / \left(\frac{l}{\alpha_{p_1}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{l}{\alpha_{p_2}} \right)$$

і термічний опір $R = \frac{1}{k}$, тобто

$$R = R_{\alpha_{p_1}} + R_{\lambda} + R_{\alpha_{p_2}}$$

де α_{p_1} , α_{p_2} - коефіцієнти теплопередачі по поверхнях стінки, λ - коефіцієнт теплопровідності).

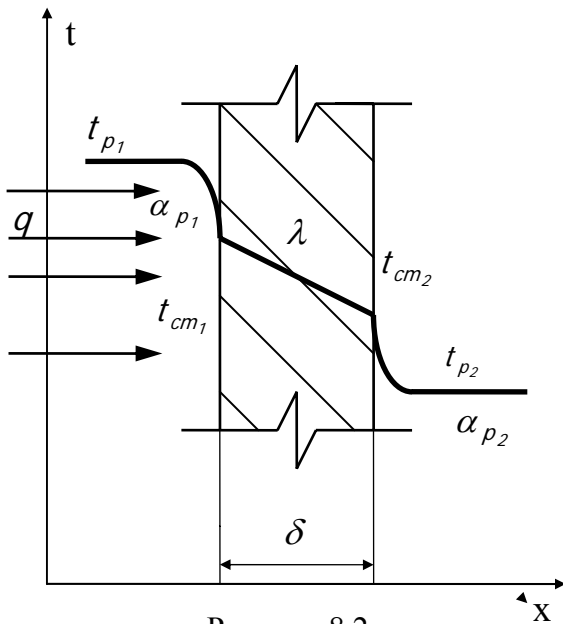


Рисунок 8.2

Багатошарова плоска стінка (рис. 8.3). Аналогічно можна записати залежність питомого теплового потоку через багатошарову плоску стінку

$$q_c = \frac{t_{p_1} - t_{p_2}}{\frac{1}{\alpha_{p_1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_{p_2}}} = \frac{t_{p_1} - t_{p_2}}{k},$$

де k - коефіцієнт теплопередачі.

У випадку n -шарів термічний опір стінки дорівнює

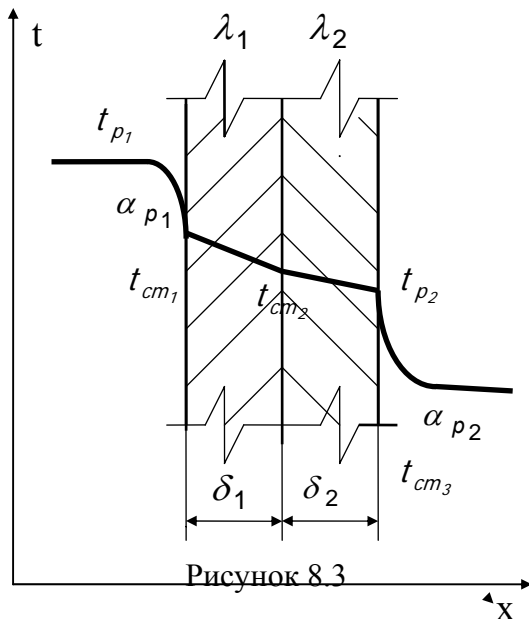


Рисунок 8.3

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{p_1}} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \dots + \frac{\delta_n}{\lambda_n} + \frac{1}{\alpha_{p_2}} = R,$$

або

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{p_1}} + \sum_{i=1}^n \frac{\delta_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_{p_2}}}$$

Залежно від того, які величини задані у виразі коефіцієнта теплопередачі k і теплового потоку q_c , можна визначити або тепловий потік, або інтенсивність теплообміну, або (при відомому q_c і товщині стінки)

розрахувати термічний опір і, навпаки, підібрати ізоляцію, яка забезпечить припустимі втрати тепла (q_c) через одиницю поверхні плоскої стінки.

Одношарова циліндрична стінка (рис. 8.4). Даний випадок має велике практичне значення тому, що циліндрична стінка - головний елемент теплових мереж.

Розглянемо циліндричну стінку з внутрішнім діаметром d_1 , зовнішнім d_2 і довжиною l . $t_{p_1}; \alpha_1, t_{cm_1}; t_{p_2}, \alpha_2, t_{cm_2}$ - температура рідини, коефіцієнт тепловіддачі і температура на внутрішній і зовнішній поверхнях.

Питомий тепловий потік через стінку трубопроводу дорівнює:

$$q_c = \frac{t_{p1} - t_{p2}}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}} = \kappa_c \pi (t_{p1} - t_{p2}),$$

питомий коефіцієнт теплопередачі

$$\kappa_c = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}}$$

питомий термічний опір теплопередачі

$$R_c = \frac{1}{\kappa_c} = \frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{\alpha_2 d_2}.$$

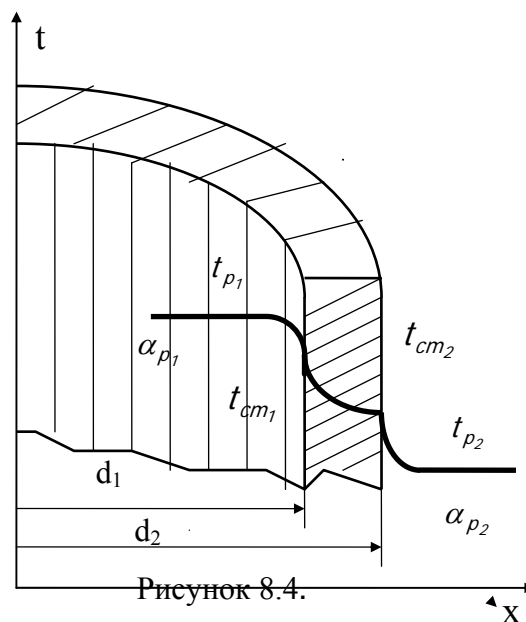


Рисунок 8.4.

Багатошарова циліндрична стінка. Для сталого теплового стану, питомий тепловий потік через багатошарову циліндричну стінку можна записати наступним чином:

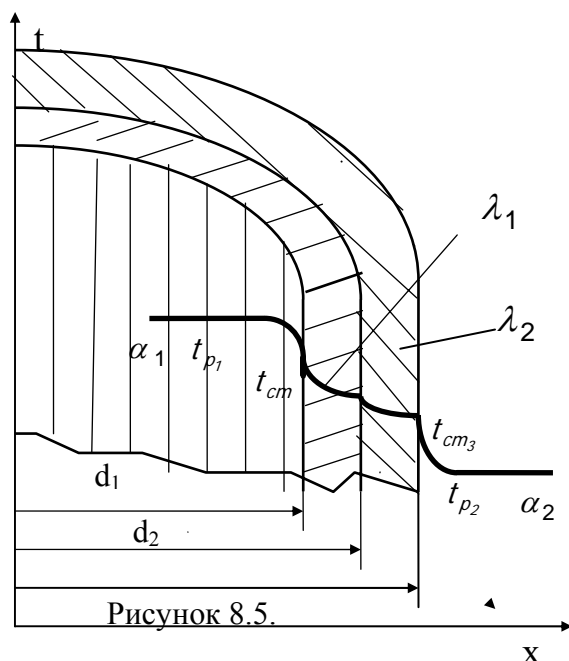


Рисунок 8.5.

$$q_c = \frac{\pi (t_{p1} - t_{p2})}{\frac{1}{\alpha_1 d_1} + \frac{1}{2\lambda_1} \ln \frac{d_2}{d_1} + \frac{1}{2\lambda_2} \ln \frac{d_2}{d_2} + \frac{1}{\alpha_2 d_3}}$$

Контрольні запитання

1. Що таке тепловіддача, теплопередача й складний теплообмін?
2. Наведіть основні вирази, що характеризують теплопередачу через плоску й циліндричну стінку.
3. Термічний опір та термічна провідність.

ТЕМА №9

Приклади і послідовність розрахунку теплової ізоляції. Визначення критичної товщини ізоляції та оптимального рівня теплозахисту огорожувальних конструкцій

Тепловий розрахунок паропроводу. Основним завданням теплового розрахунку теплопроводів є вибір матеріалу теплової ізоляції теплопроводів, розрахунок її оптимальної товщини, виходячи з неперевикнення припустимих питомих втрат тепла при транспортуванні теплоносія від джерела до споживача.

Для зниження теплопередачі потрібно збільшити термічний опір $R=1/k$, де k - коефіцієнт теплопередачі, що визначається умовами конвективного теплообміну і тепловою провідністю розглядуваного елемента конструкції (зокрема λ/δ у випадку плоскої стінки, де λ - коефіцієнт теплопровідності, $Вт/мК$, δ - товщина стінки, $м$)

Таким чином, достатньо збільшити частковий термічний опір, наприклад, $1/\alpha_{p1}$; $1/\alpha_{p2}$; δ/λ (α_{p1} , α_{p2} - коефіцієнт тепловіддачі, $Вт/м^2К$). У більшості випадків при проектуванні й виробництві різних теплових систем і огорожуючих конструкцій будівель це досягається шляхом нанесення на стінку шару теплової ізоляції

Теплова ізоляція - допоміжне покриття, що знижує втрати тепла в навколишнє середовище. При цьому переслідуються дві основні мети (роздільно чи сумісно): економія палива (зниження витрат тепла при транспортуванні теплоносія) або створення можливості здійснення технологічних процесів і санітарних умов праці.

При вирішенні першої задачі головне - економічні міркування, другої - вимоги технологій і санітарії.

У принципі, для ізоляції можливо застосування будь-яких матеріалів з низькою теплопровідністю. Але, за визначенням, теплоізоляційні матеріали це такі, що мають $\lambda < 0,2 Вт/м \cdot К$ при температурі $50 \div 100 ^\circ C$ (λ - коефіцієнт теплопровідності, чисельно рівний кількості теплоти, що приходить через $1 м^2$ поверхні при градієнті температур $grad T = 1 К/м$).

Багато ізоляційних матеріалів використовуються у їх природному стані (азбест, слюда, дерево, пробка, торф, пісок, земля і т. ін.). Однак більшість природних матеріалів, які утримуються шляхом спеціальної обробки, це різні суміші. Асортимент ізоляційних матеріалів різноманітний (шлакова вата, зоноліт, азбозурит, кьювель, совеліт, базальтоволоконний матеріал і т. і.) залежно від вихідних матеріалів і технології їх переробки. Широке застосування знаходить альфольєва ізоляція, в якій головний елемент - герметичні порожнини з повітрям для зменшення природної конвекції, а також алюмінієва фольга-екран для зниження тепловіддачі [3].

Коефіцієнт теплопровідності залежить від пористості матеріалів. Чим пористіше вище, тим нижче коефіцієнт теплопровідності. У той же час збільшення пористості (зменшення густини ρ) матеріалу суттєво впливає на

вагові характеристики ізоляції, які треба мати на увазі при виборі матеріалу ізоляції. Необхідно також враховувати механічні властивості матеріалу, їх здатність поглинати вологу і витримувати високу температуру. Якщо температура об'єкта, який ізолюється, висока, застосовують багатошарову ізоляцію.

Важливою складовою є ізоляція об'єктів у вологих приміщеннях і при низькій температурі. З насиченням матеріалу вологою його теплопровідність суттєво зростає, чим нижче температура тим більше ($\lambda_{\text{повітря}} = 0,2 \div 0,08 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; $\lambda_{\text{води}} = 0,5 \div 0,7 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$; $\lambda_{\text{льоду}} = 2,5 \text{ Вт/м}\cdot\text{К}$). Таким чином, ізоляційні властивості різко погіршуються. Для запобігання цього явища використовують спеціальні конструктивні рішення.

Розрахунок товщини теплової ізоляції паропроводу. Вибір товщини теплової ізоляції базується на визначенні теплового потоку крізь багатошарову циліндричну стінку від пари, що рухається всередині трубопроводу, до зовнішнього повітря.

Розрахункова формула має такий вигляд

$$\ln \frac{d_{iz}}{d_{зовн}} = 2 \pi \lambda_m \left(\frac{t_n - t_{зовн}}{q_c} - R_n \right),$$

де λ_m - коефіцієнт теплопровідності матеріалу теплової ізоляції, $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$;

t_n - температура пари (приймаємо умовно рівною температурі пари в точці перегріву), $^{\circ}\text{C}$;

$t_{зовн}$ - температура зовнішнього середовища (наприклад повітря, якщо прокладення паропроводу здійснюється понад землею), $^{\circ}\text{C}$;

q_c - припустимі питомі втрати теплоти крізь теплову ізоляцію, Вт/м ;

R_n - термічний опір поверхні паропроводу на 1 м його довжини, $\text{м}\cdot\text{К/Вт}$.

Матеріал теплової ізоляції вибирається з урахуванням температури пари з табл. 9.1., де також приведені значення коефіцієнта теплопровідності, $\text{Вт/м}\cdot\text{К}$.

З табл. 9.2. вибираємо максимально припустимі втрати теплоти теплоізованими паропроводами на 1 м, Вт/м .

Опір при теплопередачі від поверхні паропроводу в зовнішнє середовище визначаємо з табл. 9.3..

Таким чином, на першому етапі проводимо розрахунок логарифму відношення $\ln(d_{iz}/d_{зовн})$, де d_{iz} - діаметр теплоізоляції паропроводу; $d_{зовн}$ - зовнішній діаметр трубопроводу (з гідравлічного розрахунку).

Визначення товщини теплової ізоляції паропроводу, мм:

$$\delta = \frac{d_{зовн}}{2} \left(\frac{d_{iz}}{d_{зовн}} - 1 \right),$$

де $d_{из}/d_{зовн}$ - відношення діаметра теплової ізоляції паропроводу до його діаметра.

Товщина шару теплової ізоляції не повинна перевершувати граничного допустимого значення для теплових мереж (для парових мереж при надземній прокладці воно дорівнює $\delta_r = 200$ мм). Якщо має місце перевершення граничного значення, потрібно здійснити ще один варіант теплового розрахунку[1-8]

У разі розрахунку декілька паропроводів результати зводять у таблицю:

N_2 n/n	$d_{вн},$ мм	$d_y,$ мм	$d_{зовн},$ мм	$P_n,$ МПа	$\Delta P,$ МПа	$t_n,$ °C	$l_n,$ м	$\lambda,$ Вт/м·К
1								

Таблиця 9.1 - Характеристики теплоізоляційних матеріалів

Матеріал	Щільність, $\rho,$ кг/м ³	Коефіцієнт теплопро- вдності, $\lambda_m,$ Вт/мК	Допустима температу- ра $t, ^\circ\text{C}$
Діатомитові вироби	500	0,14	500
Мінеральна вата	150	0,09	600
Мінеральні мати	200	0,12	400
Пінобетон автоклавний	280	0,11	500
Піноскло	250	0,09	450
Мінераловатні скорлупи на обв'язці з фенольних смол	150	0,06	300
Порожнисті мінераловатні циліндри на фенольній зв'язці	150	0,065	300
Пінополістирол марки: Пінопласт 15	12-15	0,036	-200...80
Пінопласт 20	17-20	0,034	
Пінопласт 30	27-30	0,031	
Екструдований пінополістирол	25-45	0,025-0,033	-200-80
Пеноплекс			
Тип 35	29,5-38,5	0,028	-50...75
Тип 25	38,6-50	0,03	-50...75
Ековата	35-65	0,041	-
Пінофол (рулонний) А	55	0,034-0,035	-60...120
В	85		
С	160		
Щити з природного корку	104-130	0,03-0,035	-
Пінобетон	600	0,14	-
Керамзит фракція: 0-5	600	-	
5-10	400-500	0,11	
10-20	350-450	0,1	
20-40	300-400	0,095	

Таблиця 9.2 - Максимально допустимі втрати теплоти q_l теплоізованими трубопроводами на 1 м довжини, $Вт/м$

Зовнішній діаметр $d_n, мм$	Середньорічна (середньосезонна) температура теплоносія, $^{\circ}C$ (паропровід, конденсатопровід на відкритому повітрі)						
	100	125	150	200	250	300	350
57	47	57	68	90	112	134	156
76	53	66	77	101	126	149	172
89	59	71	83	108	133	159	184
108	64	78	90	117	146	172	200
159	76	93	109	140	172	198	233
219	90	111	128	163	203	240	280
273	102	124	145	186	230	270	310
325	116	140	163	205	255	310	350
377	134	157	182	232	280	330	380
426	149	175	200	254	300	356	410
478	158	186	215	273	326	385	425
529	169	198	228	285	350	400	465

Таблиця 9.3.- Опір при теплопередачі від поверхні трубопроводу до навколишнього повітря $R_n (мК)/Вт$

Діаметр трубопроводу $d_n,$ $мм$	159	219	273	325	377	426	529
R_n	0,056	0,052	0,048	0,045	0,043	0,039	0,038

Контрольні запитання

1. Теплова ізоляція: визначення, основні види і характеристики.
2. Що таке „критична товщина ізоляції”?
3. Як визначити оптимальний рівень теплозахисту огорожуваних конструкцій ?
4. Зробити розрахунок для свого варіанту?

ТЕМА № 10

Ознайомлення з визначеннями, класифікацією і розміщенням викопного органічного палива. Склад та характеристики органічного палива, вирази та приклади їх розрахунку. Нормування вмісту шкідливих речовин у продуктах згоряння органічного палива

Д. І. Менделєєв визначив паливо як «горючу речовину, яку навмисно спалюють для одержання теплоти». Паливом у широкому розумінні називають горючу речовину, яку економічно доцільно спалювати для одержання великих кількостей теплоти. Протягом ХХ ст. основним джерелом теплоти було органічне паливо. Із другої половини ХХ ст. людство все в більших масштабах використовувало ядерне паливо. Однак в зв'язку з

аварією на АЕС Чорнобиля та Фукусіми подальший розвиток ядерної енергетики стоїть під великим питанням. Енергетичний ресурс, який становлять усі види органічного палива, підрозділяють на три основні категорії:

- потенційні запаси викопного палива, що на сучасному етапі розвитку науки і техніки неможливо або економічно недоцільно добувати;
- доступні, які можливо, але економічно не завжди доцільно добувати;
- економічні, видобуток яких економічно виправданий і доцільний на сучасному рівні розвитку науки і техніки.

Найбільший інтерес викликають нафта і газ, запаси яких обмежені. Водночас саме їх видобуток і переробка найбільш економічно вигідні та доцільні з погляду використання робочої сили й охорони навколишнього середовища.

Залежно від характеру використання паливо підрозділяють на енергетичне, технологічне і побутове; за агрегатним станом – на тверде, рідке і газоподібне; а за способом одержання – на природне і штучне.

Основними видами органічного палива, яке використовують в енергетиці, є: тверде (вугілля і торф); рідке (мазут); газоподібне (природний газ). Торф і вугілля – продукти розкладу органічної маси рослин, які відрізняються одне від одного хімічним віком (торф – наймолодший). Найдавніші родовища вугілля відомі в канадській Арктиці (~350 млн років). Найважливіший період вуглетворення в історії Землі припадає на останні 350–250 млн років. Вугленосні поклади в цей проміжок часу виявлено на всіх континентах, але найпотужніші – у Північній Америці, Європі й Азії, які протягом періоду вуглетворення знаходилися в екваторіальних і помірних широтах. Теплий клімат і достатня кількість опадів сприяли розвитку величезних масивів боліт. Вугілля формувалося і у наступні періоди, особливо в крейдовий (~ 20 млн років тому), але в жоден з них вугленагромадження не було настільки великим і інтенсивним, як у велику вугільну епоху.

Склад і характеристика органічного палива. Тверде та рідке паливо, що безпосередньо подають до енерготехнологічних установок для його наступного спалювання, називають **робочим**. До його складу входять: волога W^p , мінеральні домішки, що утворюють золу A^p , вуглець C^p , водень H^p , сірку S^p , азот N^p , а також кисень O^p . Названі елементи утворюють у самому паливі складні сполуки у вигляді тривимірних природних сополімерів. У країнах СНД визначають так званий елементарний склад палива відповідно до співвідношення: $W^p + A^p + C^p + H^p + S^p + N^p + O^p = 100 \%$, де індекс «р» означає **робочу масу** відповідного елемента палива у відсотках. Волога W^p та зола A^p становлять **зовнішній баласт** палива, а азот N^p та кисень O^p – його **внутрішній баласт**. Наявність баласту, особливо зовнішнього, знижує енергетичну цінність палива.

Вміст води та золи в паливі залежить від його виду. Найсухішими є напівантрацити ($W^p < 5 \%$), антрацити ($5 \% < W^p < 10 \%$) та кам'яне вугілля ($5 \% < W^p < 17 \%$). Буре вугілля, торф (а також деревина) мають найбільшу вологість (до 40 % та більше). Найменший вміст золи в антрациті та напівантрациті

($A^P < 5\%$), в окремих видах торфу, а також в деревині. У бурому та кам'яному вугіллі вміст золи може сягати 30 % від робочої маси палива та більше. Уміст кисню в паливі змінюється від 1–2 % (мазут та антрацит) до 15 % (буре вугілля) – 40 % (деревина). Уміст азоту в твердому паливі не перевищує 1–2 %.

Тепловий ефект або теплота згорання органічного палива залежить від співвідношення між баластом та горючою масою. **Горючою масою** палива називають ту його частину, яка не має фізичної вологи W^P та золи A^P . Склад горючої маси палива визначається співвідношенням: $C^r + H^r + S^r + N^r + O^r = 100\%$. Крім внутрішнього баласту N^r та O^r до складу горючої маси входить вуглець C^r , водень H^r та сірка S^r .

Основна складова – вуглець: чим вищий його вміст, тим більше теплоти виділяється під час згорання палива. Зі збільшенням віку палива вміст вуглецю зростає, водню – зменшується. Якщо вуглець згорає повністю, то утворюється діоксид вуглецю CO_2 і виділяється 32,8 МДж теплоти на 1 кг вуглецю. Якщо процес горіння погано організовано (наприклад, недостає кисню), то продуктом згорання є токсичний оксид вуглецю CO і виділяється всього 9,2 МДж теплоти на

1 кг вуглецю. Уміст вуглецю у твердому паливі – 25–93 % на робочу масу, у мазуті – 83–88 %.

Важливою горючою складовою палива є водень, уміст якого коливається у твердому паливі від 2 до 5 %, у рідкому – від 10 до 15 %. Кількість теплоти, що виділяється під час згорання (окиснювання) водню, становить 120,8 МДж на 1 кг водню.

Третій горючий елемент – сірка: органічна (у сполуках з воднем, вуглецем, азотом і киснем) – S_{op} , колчеданна (у сполуках із залізом) – $S_{кол}$, сульфатна (у вигляді солей сірчаної кислоти $CaSO_4$, $MgSO_4$, $FeSO_4$ та ін.) – S_c .

Властивості твердого палива як горючого матеріалу визначаються його складовими в сухому беззольному стані: $A^c + C^c + H^c + S^c + N^c + O^c = 100\%$.

До **сухої маси** палива входить **органічна** та **колчеданна сірка** ($S^c = S_{op}^c + S_{кол}^c$).

Якщо колчеданна маса сірки дорівнює нулеві ($S_{кол}^c = 0$), то суху масу палива називають **органічною**. Сульфатна сірка не є горючою складовою і входить до складу **мінеральних** негорючих домішок.

Уміст горючої сірки: у твердому паливі від 0 до 9 %, у мазуті від 0,5 до 4 %. У процесі повного згорання 1 кг сірки виділяється 9,2 МДж теплоти. При цьому утворюється токсичний сірчистий ангідрид SO_2 і (у невеликих кількостях) ще токсичніший сірчаний ангідрид SO_3 . Їх викиди з продуктами згорання забруднюють повітряний басейн, а в сполученні з водою (водяними парами) є причиною кислотних дощів через утворення відповідних кислот – H_2SO_3 і H_2SO_4 .

Уміст азоту в сухому беззольному стані твердого палива зазвичай становить 1–2 % від маси загальної. Незважаючи на малу кількість, азот – дуже шкідливий компонент, оскільки, згораючи у високотемпературних топках, азотовмісні сполуки утворюють сильнотоксичні паливні оксиди азоту NO та

NO₂ (при температурі понад 1200 °С вони утворюються також з атмосферного азоту).

Зовнішнім баластом палива є вологість W і азот N. Фізична вологість твердого палива в робочому стані може перевищувати 50 %. Від неї залежить економічна доцільність використання цього паливного матеріалу і можливість його спалювання (наприклад, для перетворення одного кілограма води, узятої при температурі 0 °С, на водяну пару кімнатної температури потрібно 2,5 МДж теплоти).

Мінеральні домішки, що є в паливі, згораючи, перетворюються на золу та шлак. Відповідно до стандартних норм золу слід вловлювати, транспортувати у відвали або (що доцільніше) утилізувати і використовувати в народному господарстві.

Важливою характеристикою органічного палива є вихід летких речовин (для твердого палива).

Вихід летких речовин $V_{\text{л}}^{\text{г}}$ у відсотках до сухого беззольного стану визначають, нагрівши 1 кг палива в закритому тиглі без доступу повітря при температурі 850 ± 10 °С протягом 7 хв, у результаті чого утворюються гази, водяні пари і коксовий залишок. Чим більший вихід летких речовин, тобто чим більше сухої беззольної маси перетворюється у процесі нагрівання на горючий газ, тим простіше запалити це паливо і легше підтримати процес горіння. Органічна частина деревини і горючих сланців у процесі нагрівання майже цілком переходить у леткі речовини ($V_{\text{л}}^{\text{г}} = 70\text{--}85$ %), у той час як в антрацитах $V_{\text{л}}^{\text{г}} = 3\text{--}6$ %

Визначаючи склад твердого і рідкого палива, використовують загальний підхід. Однак якщо для рідкого палива враховують лише органічну сірку (наприклад, що входить до складу метилмеркаптану CH₃S), то в складі твердого палива враховують як **органічну** $S_{\text{ор}}$, так і **колчеданну** сірку $S_{\text{кол}}$. Остання може входити до складу різних сполук: магнітного колчедану Fe, мідного колчедану CuFeS₂ та ін. Відомі технології попереднього очищення твердого палива від колчеданної сірки, що дозволяє вирішувати проблеми безпеки на стадії підготовки палива до спалювання. Елементарний склад твердого палива значною мірою залежить від родовища, марки та інших показників.

Теплота згорання – кількість теплоти, що виділяється під час повного згорання 1 кг (1 м³) палива. Розрізняють вищу робочу $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$ і нижчу робочу $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ теплоту згорання.

Вища теплота згорання $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$ – кількість теплоти, що виділяється під час повного згорання 1 кг твердого, рідкого або 1 м³ газоподібного палива, причому водяна пара, що міститься в продуктах згорання, знаходиться у стані рідини.

Нижча теплота згорання $Q_{\text{н}}^{\text{р}}$ менша за вищу $Q_{\text{в}}^{\text{р}}$ на кількість теплоти, витраченої на перетворення вологи в продуктах згорання з фази рідини на водяну пару.

У країнах СНД нижчу теплоту згорання твердого або рідкого палива підраховують за робочою масою палива відповідно до формули Д. І. Менделєєва у кілоджоулях на кілограм

$$Q_H^p = 339C^p + 1\,025H^p - 108,5(O^p - S^p) - 25W^p.$$

Для порівняльних розрахунків різного палива використовують поняття умовного палива.

Умовне паливо – паливо, теплота згорання якого становить 29,35 МДж/кг (7 000 ккал/кг). Дійсні витрати натурального палива у витрату умовного переводять множенням витрати цього палива на його еквівалент $E = Q_H^p / 29,35$ за формулою

$$B^y/B = Q_H^p / 29,35.$$

Максимальна нижча теплота згорання твердого палива доходить до $Q_H^p = 28$ МДж/кг, мінімальна становить 10 МДж/кг і нижче (залежно від умісту баласту). Теплота згорання безводних мазутів становить $Q_H^p = 39...41,5$ МДж/кг.

Штучне рідке паливо отримують, переробляючи нафту. Сиру нафту нагрівають до 300..370 °С, після чого отримані пари розділяють на фракції, що конденсуються при різній температурі t_k : зріджений газ (вихід до 1 %), бензинову (до 15 %, $t_k = 30...180$ °С), газову (до 17 %, $t_k = 120...135$ °С), дизельну (близько 18 %, $t_k = 180...350$ °С). Рідкий залишок з температурою початку кипіння 330...350 °С називають мазутом. Зазначені фракції та залишки у вигляді смол слугують вихідною сировиною для одержання бітуму, гудрону, мастильних матеріалів і (у разі глибокої переробки) палива для двигунів внутрішнього згорання і газотурбінних установок.

Рідке та тверде вуглеводневе паливо являє собою складні композиції різних елементів. Тому у розрахунках, пов'язаних із спалюванням цього палива, до уваги беруть його елементарний склад у вигляді суми окремих елементів (табл. 10.1).

Таблиця 10.1 - Характеристика елементарного складу енергетичного рідкого палива

Вид палива	Елементарний склад на горючу масу, %				Зольність, %	Вологість, %
	C^r	H^r	$O^r + N^r$	S^r	A^p	W^p
Малосірчистий мазут	87,8	10,7	0,8	0,7	0–0,2	0–9
Високосірчистий мазут	84,0	11,5	0,5	4,0	0,3	0–9

Дотепер мазут залишається основним рідким енергетичним паливом. Він являє собою складну суміш вуглеводнів, до складу яких входять вуглець ($C^p = 84–88$ %) і водень ($H^p = 10–12$ %). Це забезпечує високу теплоту згорання

мазуту ($Q_n^p = 40...41$ МДж/кг). Баласт мазуту невисокий: $A^p = 0,2-0,3$ %; $W^p = 0,1-1$ %. До складу мінеральних домішок A^p входять сполуки ванадію, нікелю, заліза та інших металів. Одним з основних показників мазуту є в'язкість (зумовлює можливість його розпилювання залежно від температури) і сірчистість (визначається вмістом сірки: малосірчисті ($S^r < 0,5$ %), середньосірчисті ($S^r < 2$ %) і високосірчисті ($S^r > 3,5$ %)). Мазути можуть містити сірки до 4,3 %, що різко ускладнює захист навколишнього середовища, а також устаткування – через кислотну корозію газоходів та обладнання.

Найпоширенішим **газоподібним паливом** є **природний газ**, основним компонентом якого (85–98 %) є метан CH_4 . До складу природного газу також входять такі горючі складові: важкі вуглеводні C_nH_m , водень H_2 , сірководень H_2S монооксид вуглецю CO баластні гази: CO_2 , N_2 , SO_2 , H_2O та кисень O_2 . Теплота згорання природного газу – 31,0...37,9 МДж/кг. Природний газ очищують від сірчистих сполук, але частина їх (переважно сірководень) може залишатися.

У процесі видобутку нафти виділяється так званий попутний газ, що містить менше метану, ніж природний, але більше вищих вуглеводнів і тому виділяє під час згорання більше теплоти. Нині актуальною є проблема його повного використання в енергетиці і промисловості.

У промисловості й особливо в побуті широко застосовують *зріджений газ*, отриманий у результаті первинної переробки нафти і супутніх нафтових газів: технічний пропан (не менше 93 % C_3H_8 та невелика кількість етану + (C_2H_6)), технічний бутан (не менше 93 % C_4H_{10} та невелика кількість пропану + (C_3H_8)) та їх суміші.

На металургійних заводах у вигляді супутніх продуктів одержують **коксовий і доменний гази**, які застосовують для технологічних апаратів і опалення печей. Іноді (після очищення від сірчистих сполук) коксовий газ використовують для побутового газопостачання. Однак через великий вміст CO (5–10 %) він значно токсичніший від природного газу. Надлишки доменних газів найчастіше спалюють у топках заводських електростанцій.

У районах вугільних шахт своєрідним «паливом» може слугувати метан, що виділяється з шахтних горизонтів під час їх вентиляції. Однак при цьому треба мати на увазі, що концентрація метану в суміші з повітрям в діапазоні 5–15 % є вибухонебезпечною.

В останні роки в Україні знову відродився інтерес до газів, що утворюються газифікацією твердого палива.

У всьому світі все більше застосовують так званий *біогаз* – продукт анаеробної ферментації (зброжування) органічних відходів (гною, рослинних залишків, сміття, стічних вод тощо). Конструкція невеликого ферментатора гранично проста: тепло- і гідроізована яма з гідрозатвором, заповнена розрідженою сировиною (вологість 88–94 %) із плаваючим у ній дзвоном-аккумулятором для виведення газу. З 1 м³ об'єму при температурі 30...40 °С можна одержати близько 1 м³ газу, що складається переважно з метану і діоксиду вуглецю з невеликими домішками сірководню, азоту і водню. Рідкі

відходи, що утворюються в процесі ферментації, використовують як високоякісні добрива, що містять удвічі більше зв'язаного азоту, ніж вихідна сировина.

Анаеробне зброджування відходів великих тваринницьких комплексів дозволяє вирішувати надзвичайно гостру проблему забруднення навколишнього середовища рідкими відходами перетворенням їх на біогаз і високоякісні добрива.

Нормування вмісту шкідливих речовин у продуктах згорання органічного палива. У всьому світі понад 80 % теплової та електричної енергії одержують, спалюючи викопне органічне паливо і перетворюючи його хімічну енергію на електричну і теплову. Близько 80 % усіх видів забруднень біосфери зумовлено саме енергетичними процесами.

Розрізняють повне та неповне згорання палива. У процесі повного згорання вся хімічна енергія палива переходить в теплову, немає хімічної ($q_3 = 0$) та механічної ($q_4 = 0$) неповноти згорання.

Основа горіння – реакції окиснення горючих складових палива, у результаті яких вихідні речовини (паливо й окиснювач) перетворюються на компоненти (продукти згорання) з іншими фізичними і хімічними властивостями

Склад продуктів згорання і кількісні співвідношення в них окремих компонентів залежать від властивостей і складу палива, а також від ступеня завершеності реакції горіння. У цьому можна переконатися на прикладі спалювання природного газу, що, як відомо, переважно складається із суми вуглеводнів C_nH_m . Крім вуглеводнів C_nH_m , у природному газі, що надходить зі скважини, міститься деяка кількість води H_2O і сірководню H_2S . Природний газ перед подачею споживачеві очищують, видаляючи з нього вологу і сірководень.

Узагальнене рівняння згорання вуглеводню з утворенням теоретичного складу продуктів згорання має вигляд:

$$\begin{aligned} C_nH_m + \alpha(n + \frac{m}{4})O_2 + \alpha(n + \frac{m}{4})(\frac{100}{\psi_{O_2}} - N_2) = \\ = nCO_2 + \frac{m}{2}H_2O + (\alpha - 1)(n + \frac{m}{4})O_2 + \alpha(n + \frac{m}{4})(\frac{100}{\psi_{O_2}} - 1)N_2, \end{aligned} \quad (10.1)$$

де α – коефіцієнт надлишку повітря; n, m – кількість атомів у молекулі певного вуглеводню; ψ_{O_2} – об'ємна частка кисню в окиснювачі, %.

В багатьох каїнах встановленні граничнодопустимі концентрації шкідливих речовин. (табл. 10.2) [1-9].

Таблиця 10.2 - Гранично допустимі концентрації і показники відносної небезпечності речовин

Речовина	Максимальна разова концентрація, мг/м ³	Середньодобова концентрація, мг/м ³	Відносна небезпечність
Оксид вуглецю	5	3	1
Вуглеводні (неканцерогенні)	5	1,5	2
Нетоксичний пил	0,5	0,15	20
Оксид азоту	0,4	0,06	50
Діоксид сірки	0,5	0,05	60
Сажа (кіпоть)	0,15	0,05	60
Діоксид азоту	0,085	0,04	75
Формальдегід	0,035	0,003	1000
Свинець	—	0,0003	10000
Бенз(а)пірен	—	0,000001	3000000

У зв'язку з високою токсичністю NO_x в енергетиці різних країн існують обмеження щодо максимальних їх концентрацій у продуктах згорання органічних палив (табл. 10.3) [1-9].

Таблиця 10.3. - Норми гранично допустимих концентрацій оксидів азоту в димових газах для котлів на природному газі

Країна	Джерело викидів	Граничнодопустимі викиди			
		Рівень NO _x	Умови визначення		ГДК NO _x , якщо O ₂ = 3 % (α = 1,17)
			O ₂ , % об.	α	
Голландія	Котли ТЕС	200	3	1,17	200
Німеччина	Котельні установки	500	3	1,17	500
Японія	Те саме	120–200	5	1,31	130–200
США	”	210	6	1,4	250
СНД	Котли ТЕС (D ₀ > 420 т/год):				
	1-ї категорії	390	—	—	470
	вищої категорії	350	—	—	420
	Котли ТЕС (D ₀ < 420 т/год):				
	1-ї категорії	320	6	1,4	380
	вищої категорії	300	6	1,4	360

Контрольні запитання

1. Роль органічного палива в розвитку енергетики й енергоспоживання країни.
2. Характеристика повного і неповного згорання палива.
3. Основні стадії спалювання палива .
4. Гранично допустимі концентрації і показники небезпечності речовин.
5. Характеристики продуктів згорання палива.

6. Характеристика впливу шкідливих речовин на навколишнє середовище.
7. Підстави та особливості нормування вмісту шкідливих речовин у продуктах згорання органічного палива.
8. Характеристика токсичних викидів і їх впливу на навколишнє середовище
9. Природні ресурси: визначення, класифікація і розміщення.

ТЕМА № 11

Базові енергетичні установки житлово-комунального господарства. Особливості і послідовність їх вибору та розрахунку при енергопостачанні міст

Паротурбінні, газотурбінні і комбіновані енергоустановки .
Паротурбінні установки (ПТУ), що застосовуються як базові для виробництва електричної і теплової енергії, є основою сучасної енергетики. Для виробництва тільки електричної енергії застосовують конденсаційні ПТУ, електричної та теплової – теплофікаційні ПТУ (які мають регульовані відбори пари, що йде на тепlopостачання).

Основними елементами ПТУ (рис.11.1) є: котел 1, турбіна 2, електрогенератор 3, конденсатор 5, циркуляційний 6, конденсатний 7 і живильний 9 насоси, бак живильної води 8 і охолоджувач циркуляційної води 10. Хімічна енергія палива, яке спалюють у топці котла, перетворюється в теплову енергію і передається (через радіаційні і конвективні поверхні нагріву котла) живильній воді. Головним робочим тілом станцій є водяний пар, а отже основним термодинамічним циклом, що реалізується, є цикл Ренкіна (рис. 11.2).

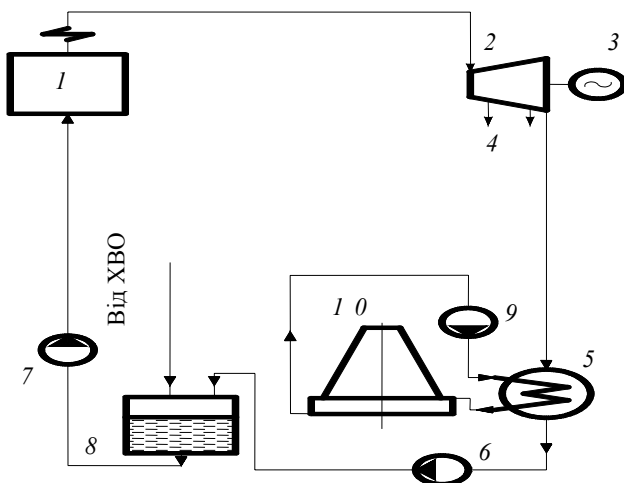


Рисунок 11.1 - Принципова схема конденсаційної паротурбінної установки: 1 – паровий котел; 2 – турбіна; 3 – електрогенератор; 4 – регульовані відбори пари; 5 – конденсатор; 6 – конденсатний електронасос (КЕН); 7 – живильний електронасос; 8 – бак живильної води; 9 – сітвий насос; 10 – градирня

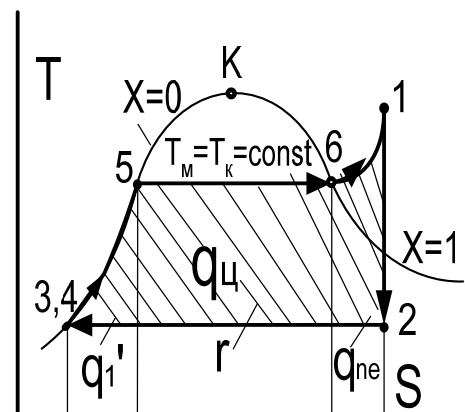


Рисунок 11.2 - Цикл Ренкіна.

Газотурбінні установки порівняно з паровими мають такі особливості: немає металоємних та об'ємних парових котлів і котельного цеху; швидкий пуск, який створює сприятливі умови для використання ГТУ, щоб покрити пікові навантаження; незначна потреба у воді; значно менша кількість обслуговуючого персоналу (включаючи можливість повної автоматизації робочого процесу); можливість роботи переважно на рідкому та газовому паливі. Газові турбіни зі згоранням при постійному тиску можна розподілити на турбіни, що працюють у розімкненому і замкненому циклі.

Комбіновані установки. Комбінація парових і газових турбін дозволяє істотно підвищити їх техніко-економічні показники. Цього досягають, створюючи парогазові (ПГУ) і газопарові (ГПУ) комбіновані установки.

Котельні установки. Котельною установкою називають конструктивно об'єднаний в єдине ціле комплекс котельного агрегату та допоміжного обладнання. Котельний агрегат являє собою сукупність пристроїв, механізмів та елементів, об'єднаних між собою для виробництва водяної пари або теплої води потрібних параметрів. До допоміжного обладнання належать вентилятори, димососи, хімоводоочищення, системи підготовки і подачі палива та золошлаковидалення, обладнання для очищення димових газів, димова труба тощо.

Залежно від виду виробленого робочого тіла котельні установки підрозділяють на парові, що виробляють водяну пару потрібних параметрів, і водогрійні, що видають гарячу воду визначеної температури та тиску.

За призначенням котельні установки поділяють на енергетичні, промислові, опалювально-промислові та опалювальні. В енергетичних котельних установках виробляють пару високого ($p \leq 9$ МПа) і середнього ($p \leq 3,5$ МПа) тиску, призначену для подальшого перетворення в парових турбінах на ТЕС.

Виробничі котельні установки призначено для одержання водяної пари або гарячої води на різні технологічні потреби. В опалювальних котельних установках виробляють водяну пару низького тиску або нагрівають воду лише для опалення, вентиляції і гарячого водопостачання житлових будинків і виробничих споруд.

Важливою ознакою класифікації котельних установок є розміщення в них продуктів горіння палива і робочого тіла (води, водяної пари). Котельні установки, у яких продукти горіння рухаються в трубках, а вода – ззовні труб, називають газотрубними, інакше – водотрубними (вода рухається в трубках, а гази – ззовні). Опалювальні й опалювально-промислові котельні установки можуть бути газотрубні і водотрубні, для енергетичних цілей використовують лише водотрубні котли.

Важливою ознакою, за якою також класифікують парові котельні установки, є спосіб руху в них робочого тіла. За цією ознакою вони можуть бути з природною, примусовою та комбінованою циркуляцією.

Джерелом теплової енергії в котельних установках є органічне паливо. Робочим тілом є вода, в окремих випадках використовують органічні висококиплячі рідини, наприклад даутерм, дифеніг та ін. Застосування останніх зумовлене їх особливими теплофізичними властивостями, насамперед високою

температурою кипіння і конденсації при низькому (порівняно з водою) тиску. Це дозволяє підвищити ККД бінарного циклу, у якому водяна пара забезпечує можливість використання нижньої температурної границі, а органічні рідини – верхньої.

Робочий процес у котельних установках складається з таких кінцевих стадій:

- горіння палива;
- теплопередача від гарячих димових газів до води або пари;
- пароутворення (нагрівання води до кипіння і її випаровування) і перегрів насиченої пари.

Котельна установка складається з котла відповідного типу і допоміжного устаткування, що забезпечує його роботу.

Теплові електричні станції. Сукупність установок, які перетворюють хімічну енергію органічного палива на теплову та електричну, мають назву теплова електрична станція. Основне призначення електричних станцій – забезпечення електричною енергією підприємств промислового і сільськогосподарського виробництва, комунального господарства і транспорту. Електростанції можуть також забезпечувати підприємства і житлові будинки водяною парою і гарячою водою.

Електростанції, призначені тільки для виробництва електроенергії, називають **конденсаційні**. На них установлюють парові турбіни з глибоким вакуумом. Це пов'язано з тим, що чим нижчий тиск пари на виході з турбіни, тим більша частина теплової енергії робочого тіла (водяної пари) може перетворитися на електричну енергію. При цьому основний потік пари конденсується в конденсаторі.

Електростанції, призначені для комбінованого виробництва електричної і теплової енергії, мають назву **теплоелектроцентралі**. На них установлюють парові турбіни з проміжними відборами пари або з протитиском. На таких установках теплоту відпрацьованої пари частково або навіть повністю використовують для теплопостачання, унаслідок чого втрати теплоти з охолоджувальною водою в конденсаторі скорочуються або їх взагалі немає. Однак частка енергії, перетвореної з хімічної на електричну, при тих самих початкових параметрах пари на установках з теплофікаційними турбінами нижча, ніж на установках з конденсаційними турбінами. Зазвичай ТЕЦ будують поблизу споживачів теплової енергії – біля промислових підприємств або житлових масивів.

Якщо для виробництва електроенергії використовують конденсаційні установки, а теплову енергію для теплопостачання виробляють в окремій котельній установці, то таке виробництво електричної і теплової енергії називають роздільне.

Сучасна ТЕС – це складне підприємство, яке включає в себе велику кількість різного устаткування (теплосилового, електричного, електронного тощо) і будівельних конструкцій. Основним устаткуванням ТЕС є котельна і теплосилова установка. За типом теплосилової установки (теплового двигуна) теплові електричні станції бувають: паротурбінні (основний вид

електростанцій), газотурбінні і парогазові ТЕС, а також електростанції з двигунами внутрішнього згорання (ДВЗ).

За призначенням ТЕС бувають **районні** (загального користування), які забезпечують усіх споживачів тепловою та електричною енергією в цьому районі місцевості і є самостійними виробничими підприємствами, і **промислові** електростанції, які входять до складу виробничих об'єктів і призначені переважно для їх енергопостачання, а також міських і сільських районів, що прилягають до них.

Найпоширеніші в енергетиці паротурбінні електростанції поділяють за рівнем теплової потужності агрегатів: **малої потужності** (з агрегатами до 25 МВт), **середньої потужності** (з агрегатами до 50...100 МВт), **великої потужності** (з агрегатами більше 100 МВт); а також за початковими параметрами водяної пари: **низького** (до 3 МПа), **середнього** (3...5 МПа), **високого** (9...17 МПа) і **понадкритичного тиску** (більше 24 МПа).

Класифікація ТЕС за рівнем потужності і тиску умовна, тому що ці показники мають тенденцію до зростання [1-9].

Контрольні запитання

1. Типи паротурбінних і комбінованих установок.
2. Класифікація, параметри і типові цикли паротурбінних установок.
3. Призначення і класифікація котельних установок.
4. Особливості складу і призначення устаткування котельної установки.

ТЕМА № 12

Приклад вибору і розрахунку джерела теплопостачання населеного пункту: вихідні дані, основні етапи розрахунку та їх послідовність

При виборі джерела теплопостачання треба враховувати існуюче положення в енергетиці України в цілому, і питання забезпечення теплотою та електрикою виробничого і комунального секторів, зокрема.

Історично склалося, що основою енергетичної політики є централізоване теплопостачання (ТЕЦ, центральні й районні котельні). Разом з тим значне поширення мали (і мають тепер) опалювально-виробничі котельні (ОВК), особливо в місцевостях, наближених до промислових підприємств.

У розглянутому курсовому проекті також передбачено використання ОВК, обладнаної паровими котлами, що має обслуговувати як виробничий, так і комунальний сектори. В умовах подальшого розвитку тенденції децентралізації теплопостачання (внаслідок багатьох об'єктивних і суб'єктивних наслідків), її використання знаходить все більше поширення.

Типовий проект опалювально-виробничої котельної вибирають залежно від річної видатності, яка повинна бути на 10 % більше розрахованої потреби в теплоті. Повинні також враховуватись параметри пари на виході з котельної.

У цілому нове покоління опалювальних котлів з точки зору енергозбереження наближаються до світового рівня. Їх виробництво засвоєно рядом заводів країни.

В Україні здійснюється так названа оптимальна децентралізація систем теплопостачання. Одним з її напрямків є використання модульних котельних установок, що розміщуються, зокрема, на дахах будинків і вміщують у собі: нагрівальний модуль (котел), модуль гарячого водопостачання, насосний модуль, модуль водопідготовки, модуль управління і т. ін. Перевагою модульних котельних є їх повна автоматичність і автономність, що дозволяє експлуатувати їх без постійного обслуговуючого персоналу. Тепловидатність залежить від числа використовуваних модулів.

Курсову роботу виконують згідно з індивідуальним завданням і вона містить розрахунково-пояснювальну записку.

Зміст курсової роботи складається з таких основних етапів:

- визначення основних відсутніх параметрів теплоносія (пари);
- гідравлічний розрахунок паропроводу;
- тепловий розрахунок паропроводу;
- вибір джерела теплопостачання і типового проекту котельної;
- визначення річної витрати палива і оцінка питомої вартості відпущеного тепла.

Мета цієї курсової роботи - закріплення знань з курсу “Енергетичні установки”, придбання досвіду у виборі джерела теплопостачання, розрахунку теплового навантаження і споживання теплоносія, визначенні основних параметрів пари і теплових мереж, проведенні теплового і гідравлічного розрахунків, оцінці питомої вартості теплоти; ознайомлення з нормативними даними, стандартами і нормами проектування [1-9].

ТЕМИ ДОПОВІДЕЙ ТА РЕФЕРАТІВ

1. Шляхи підвищення ефективності комунальної енергетики.
2. Автономне електропостачання приватного будинку.
3. Теплові насоси.
4. Вітроенергетика в системі ЖКГ.
5. Когенерація.
6. Тригенераційні системи
7. Датчики присутності, датчики руху, терморегулятори.
8. Паливно-енергетичні ресурси. Органічне паливо і його використання в енергетиці.
9. Втрати при транспортуванні і споживанні теплової та електричної енергії.
10. Організаційні заходи підвищення виробництва і споживання енергії.
11. Зелений тариф на альтернативну енергію.
12. Енергетика та екологія.
13. Пасивний та енергозберігаючий будинок.
14. Енергозберігаючі лампи.
15. Теплові електричні станції.

ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ

1. Малярєнко, В.А. Енергетичні установки. Загальний курс : Навч. посібник. [Текст] / В.А. Малярєнко; Харків. нац. акад. міськ. госп-ва – Харків : ХНАМГ, 2007. - 287 с.
2. Малярєнко, В.А. Основи теплофізики будівель та енергозбереження : Підручник [Текст] / В.А. Малярєнко. – Харків : « Видавництво» САГА», 2006.– 484 с.
3. Малярєнко, В.А. Энергоснабжение и энергетический аудит : Учеб. пособие. [Текст] / В.А. Малярєнко, И.А. Немировский; Харьков. нац. акад. гор. хоз-ва – Харьков : ХНАГХ, 2008. – 253 с.
4. Вибір джерела теплопостачання населеного пункту : Методичні вказівки до виконання курсової роботи з курсу «Енергетичні установки» / Харків. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад. : В. А. Малярєнко, І. О. Темнохуд. – Харків : ХНАМГ, 2012. – 28 с.
5. Методичні вказівки до практичних занять з курсу «Енергетичні установки» (для студентів 2 курсу денної, 3 курсу заочної форм навчання та слухачів другої вищої освіти за напрямом підготовки 6.050701 "Електротехніка та електротехнології" зі спеціальності „Електротехнічні системи електроспоживання”) / Харків. нац. акад. міськ. госп-ва; уклад.: В. А. Малярєнко, І. О. Темнохуд. – Харків : ХНАМГ, 2012. – 80 с.
6. Рабинович О.М. Сборник задач по технической термодинамике [Электронный ресурс] : — Режим доступа: <http://www.energotex.ru/>.
7. Теплотехника / А. П. Баскаков, Б. В. Берг, О. К. Витт. – М.: Энергия, 1982.
8. Теплоэнергетические установки и теплоснабжение [Электронный ресурс]: З.Ф. Немцев, Г.В. Арсеньев. – Режим доступа: http://www.library.univ.kiev.ua/ukr/elcat/new/detail.php3?doc_id=467373.
9. Теплотехника [Электронный ресурс] :– М. М. Хазен, Г. А. Матвеев, М. Е. Грицевский, Ф. П. Казакевич. – Режим доступа: http://books.zntu.edu.ua/book_info.pl?id=281403

ЗМІСТ

	ВСТУП	3
ТЕМА №1	Визначення і розрахунок основних параметрів і функцій стану термодинамічної системи	4
ТЕМА №2	Ознайомлення з базовими термодинамічними процесами. Приклади їх розрахунку і відображення в робочій (PV) і тепловій (TS) діаграмах	6
ТЕМА №3	Ознайомлення з теплофізичними характеристиками робочого тіла теплоенергетичних установок. Приклади розрахунку теплоємності як базової теплофізичної характеристики	14
ТЕМА №4	Ознайомлення з загальним методом дослідження термодинамічних процесів, використання першого закону термодинаміки і рівняння ідеального газу для аналізу термодинамічних процесів	17
ТЕМА №5	Ознайомлення з характеристиками пароутворення і властивостями водяної пари. Приклади застосування рівняння та ізотерм Ван-дер-Ваальса і зображення процесу пароутворення в робочій (PV) і тепловій (TS) діаграмах	26
ТЕМА №6	Визначення і розрахунок відсутніх даних водяної пари як робочого тіла джерела енергії при теплопостачанні населеного пункту	30
ТЕМА №7	Основні приклади і розрахунки режимів руху робочого тіла теплоенергетичних установок. Ознайомлення з гідравлічними втратами, їх приклади та гідравлічний розрахунок теплових мереж	33
ТЕМА №8	Ознайомлення з визначеннями та основами розрахунку процесів тепловіддачі, теплопередачі й складного теплообміну в елементах ЕУ. Основні вирази та приклади розрахунку термічного опору та термічної провідності конструктивних елементів	39
ТЕМА №9	Приклади і послідовність розрахунку теплової ізоляції. Визначення критичної товщини ізоляції та оптимального рівня теплозахисту огорожуючих конструкцій	45
ТЕМА №10	Ознайомлення з визначеннями, класифікацією і розміщенням викопного органічного палива. Склад та характеристики органічного палива, вирази та приклади їх розрахунку. Нормування вмісту шкідливих речовин у продуктах згоряння органічного палива	48
ТЕМА №11	Базові енергетичні установки житлово – комунального господарства. Особливості і послідовність їх вибору та розрахунку при енергопостачанні міст	56
ТЕМА №12	Приклад вибору і розрахунку джерела теплопостачання населеного пункту: вихідні дані, основні етапи розрахунку та їх послідовність	59
	ТЕМИ ДОПОВІДЕЙ ТА РЕФЕРАТІВ	61
	ПЕРЕЛІК ПОСИЛАНЬ	62

Навчальне видання

**МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
ДЛЯ САМОСТІЙНОГО ВИВЧЕННЯ КУРСУ
«ЕНЕРГЕТИЧНІ УСТАНОВКИ»**

(для студентів 2 курсу денної, 3 курсу заочної форм навчання за напрямом підготовки 6.050701 «Електротехніка та електротехнології» та слухачів другої вищої освіти зі спеціальності «Електротехнічні системи електроспоживання»)

Укладачі **МАЛЯРЕНКО** Віталій Андрійович,
ЛИСАК Леонід Володимирович,
ТЕМНОХУД Інна Олександрівна

Відповідальний за випуск В. А. Маляренко

За авторською редакцією

Комп'ютерне верстання *І. О. Темноху*д

План 2014, поз. 202 М
Підп. до друку 28.04.2014
Друк на ризографі
Тираж 50 пр.

Формат 60×84/16
Ум. друк. арк. 2,8
Зам. №

Видавець і виготовлювач:
Харківський національний університет міського господарства
імені О.М. Бекетова
вул. Революції, 12, Харків, 61002
Електронна адреса: rectorat@kname.edu.ua
Свідоцтво суб'єкта видавничої справи:
ДК № 4705 від 28.03.2014 р.